

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

Sede di Bologna

TESI DI LAUREA

In

Costruzioni di Macchine Automatiche e Robot

POLTRONA RELAX A CONFIGURAZIONE

VARIABILE

ANALISI DEL COMPORTAMENTO CINETOSTATICO

MEDIANTE SOFTWARE DI SIMULAZIONE TIPO

MULTIBODY

CANDIDATO:
Christian Bozza

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Ing. Gabriele Vassura

Anno Accademico 2008/09

Sessione I

Indice

Indice	1
Introduzione	3
1 Requisiti dimensionali di una poltrona	5
1.1 Il comfort di una seduta ottimale	5
1.1.1 Appoggio della regione ischiare e della coscia - sedile	6
1.1.2 Appoggio della regione lombare - schienale	7
1.1.3 Appoggio delle avanbraccia - braccioli	9
1.2 Angoli di posizionamento relativo tra le parti	9
1.3 Normativa tecnica	11
2 Modellazione virtuale del corpo umano	13
2.1 Alcuni dati antropometrici	15
2.2 Il modello nello spazio	17
2.3 Distribuzione delle masse	20
3 Poltrona Ergotek. Lo stato attuale dell'arte	25
3.1 Analisi cinematica del sistema articolato equivalente	28
3.2 Limiti funzionali riscontrati sull'attuale soluzione	35
3.3 Analisi cinetostatica del sistema articolato	37
3.3.1 Analisi numerica mediante il principio dei lavori vir- tuali	39
3.3.2 Algoritmo di calcolo numerico per Matlab	41
3.3.3 Simulazione mediante software tipo multibody	44

3.3.4	Confronto tra i risultati della simulazione e quelli analitici	49
3.4	Considerazioni preliminari per la ricerca di soluzioni alternative	50
4	Le molle a gas Stabilus BLOC-O-LIFT	53
4.1	Principio di funzionamento	53
4.2	Caratteristica della molla e forza F1	54
4.3	Velocità di estensione ed ammortizzamento	56
4.4	Supporto informatico	57
5	Proposta ed analisi di una soluzione innovativa	59
5.1	Sintesi del quadrilatero articolato piano generatore di funzione per tre posizioni finite	64
5.2	Analisi cinematica del sistema articolato equivalente	68
5.3	Analisi cinetostatica del sistema articolato	70
5.3.1	Analisi numerica mediante il principio dei lavori virtuali	72
5.3.2	Algoritmo di calcolo numerico per Matlab	75
5.3.3	Simulazione mediante software tipo multibody	77
5.3.4	Confronto dei risultati numerici e quelli ottenuti dalla simulazione	80
5.4	Considerazioni sull'attrito tra le parti in movimento	82
5.5	Sedili a configurazione variabile	86
5.6	La simulazione con il modello virtuale del corpo umano	89
5.7	Simulare con un altro software: Recurdyn	94
	Conclusioni	99
	Ringraziamenti	103
	Bibliografia	105
	Elenco delle figure	107

Introduzione

Nell'ultimo decennio il mercato delle poltrone relax a geometria variabile ha avuto un'espansione significativa tanto da suscitare l'interesse di un sempre crescente numero di costruttori.

L'attuale offerta commerciale è costituita da una pluralità di modelli che si diversificano principalmente per funzionalità, materiali adottati e design.

Le poltrone relax sono generalmente dotate di un meccanismo che permette il reclinamento dello schienale ed il sollevamento di un poggiatesta. La posizione che assume la poltrona nella configurazione di relax pone i piedi dell'utilizzatore alla stessa altezza del cuore favorendo la circolazione sanguigna. I movimenti dello schienale e della pedaliera possono essere simultanei oppure autonomi: nel primo caso all'abbassamento dello schienale corrisponde l'innalzamento del poggiatesta, mentre, nel secondo caso, i due movimenti vengono controllati separatamente.

Ad oggi, un minimo comune denominatore è la tipologia degli azionamenti utilizzati per modificare la configurazione della geometria della poltrona. Questi possono essere interamente meccanici o serviti elettricamente. Adottando un azionamento di tipo meccanico è possibile modificare le posizioni caratteristiche, dello schienale e del poggiatesta, unicamente a seguito di un'azione esercitata dal corpo sui vari membri costituenti. Diversamente, questi movimenti possono essere demandati ad azionamenti di tipo elettrico, ovvero da uno o più motori, richiedendo quindi l'ausilio di un'alimentazione che può avvenire tramite batterie dedicate o mediante il collegamento ad una normale rete di alimentazione domestica.

In quest'ultima soluzione si presuppone che l'utilizzatore abbia le facoltà motorie per interagire manualmente con una pulsantiera di comando collegata alla poltrona stessa e, soprattutto, che la poltrona possa essere ubicata nelle vicinanze di una presa di corrente.

Le poltrone relax possono essere corredate di un dispositivo alzapersona che facilita l'assunzione della posizione eretta da parte di persone con problemi di deambulazione.

Tra i vari produttori la *Ergotek* è un'azienda italiana leader nella costruzione di poltrone a configurazione variabile. I suoi articoli ad azionamento meccanico nascono principalmente per soddisfare esigenze di arredo dove siano richieste caratteristiche fondamentali quali versatilità, mobilità e maneggevolezza. L'offerta è rivolta, perlopiù, alle grandi strutture di accoglienza ove risulterebbe impensabile richiedere un'alimentazione, tramite una fonte di energia elettrica esterna, per ogni singola poltrona e, dato il numero di articoli generalmente venduti, è richiesto un rapporto qualità/ prezzo elevato.

Per facilitare il raggiungimento delle varie posizioni di seduta si sono studiate delle soluzioni alternative a quelle già in essere alla *Ergotek*; in particolare adottando delle geometrie differenti per il telaio, movimentate attraverso delle speciali molle a gas per ottenere le forze che nelle soluzioni precedenti erano richieste al futuro utilizzatore. In alcune versioni, queste molle sono corredate di un dispositivo ad olio che consente di comandare il loro blocco, in compressione o in espansione, in posizioni intermedie con precisione e continuità.

L'obiettivo di questa tesi è verificare la possibilità e la convenienza di adottare questa variante innovativa ed eseguire un'analisi tra le due soluzioni mediante software di simulazione di tipo multibody.

Questa trattazione sarà inoltre disciplinata da tutti quei fattori che, nelle versioni costruttive precedenti, hanno generato dei limiti funzionali e decadimento dei requisiti tecnici richiesti da questa tipologia di articoli da arredo.

Capitolo 1

Requisiti dimensionali di una poltrona

1.1 Il comfort di una seduta ottimale

Contrariamente a quanto ci si possa immaginare, anche da seduto il corpo umano non è mai statico. Infatti, l'atto di stare seduti costringe il corpo a calibrare la propria posizione sul sedile per poter conservare una posizione equilibrata, ossia confortevole. Ad esempio, sedendo su uno spalto la muscolatura della schiena avrà il compito di distribuire al meglio il carico sui glutei dando al contempo equilibrio all'intera postura (circa i 3/4 del peso corporeo vengono scaricati su circa 26 cm² di superficie ed il baricentro in posizione seduta si trova fuori dalla superficie d'appoggio di circa 2,5 cm). Non a caso, dopo un po' di tempo si dovrà cambiare posizione perché sia la muscolatura della schiena che l'area dei glutei (regione ischiale) saranno sofferenti: si appoggeranno i gomiti sulle ginocchia e sulle mani il volto per allentare la tensione muscolare, ci si girerà sul fianco per distribuire il peso anche sulla superficie della coscia, e così via. Per rendere confortevole una seduta il corpo deve trovare alcuni punti di appoggio corretti sia sotto il profilo dimensionale che sotto il profilo del contatto, ossia della sagomatura e materiali impiegati; questi punti sono: appoggio della regione ischiale e della coscia, appoggio dei piedi, appoggio della regione lombare, appoggio delle avambraccia, appoggio della

testa. Si riportano, per completezza, le principali dimensioni relative ai punti sopra descritti.

1.1.1 Appoggio della regione ischiale e della coscia - sedile

L'altezza dell'estradosso del piano sedile finito da terra (o dal punto d'appoggio dei piedi) è fondamentale: se troppo bassa costringerà le persone alte ad allungare le gambe, a non avere un giusto rapporto con l'azione stabilizzatrice dei piedi e a flettere la schiena in avanti allontanandola dallo schienale; se troppo alto costringerà le persone basse a non appoggiare correttamente il piede a terra, con le stesse conseguenze del precedente caso, e subire una forte compressione sul retro della coscia con limitazione della circolazione sanguigna.

Non esiste l'uomo o la donna media, ma valori medi delle misurazioni compiute sull'intero corpo o su ogni sua singola parte. In antropometria anziché parlare di misure medie si parla di campo d'ampiezza, e la seriazione statistica relativa al gruppo di riferimento viene suddivisa in cento parti percentuali a cui corrispondono 99 medie, chiamate percentili. In generale, nell'ambito delle dimensioni corporee, si dice che un oggetto è un buon prodotto quando corrisponde alle esigenze di individui che rientrano nella fascia compresa fra il 5° e il 95° percentile. Vengono eliminati gli estremi in quanto considerati valori limite corrispondenti al 10% della popolazione in esame, per i quali si ritiene che debbano essere progettati oggetti e spazi su misura.

Nel caso di sedile ad altezza fissa è comunque meglio privilegiare il 5°le anziché il 95°le. In tal caso, le altezze popliteali maggiormente impiegate hanno una variazione fra i 39,5 cm (per le donne) e i 43,5 cm (per gli uomini) considerando un incremento di circa 4 cm sulle dimensioni rilevate dovuto all'impiego di scarpe e dell'abbigliamento in uso (variabili indeterminate). La soluzione migliore è sempre quella di adottare un sedile ad altezza variabile che abbia un'escursione da 38,0 cm a 53,5 cm considerando il pavimento il piano di appoggio dell'intera pianta dei piedi, il quale può essere sostituito, per altezze maggiori da un poggia piedi.

Occorre porre attenzione anche alla profondità del sedile. Se troppo piccola riducendo la superficie d'appoggio del retro della coscia, costringerà l'utilizzatore a portare tutto il peso sui glutei con conseguente affaticamento. Se troppo grande il bordo frontale del sedile comprimerà la parte popliteale producendo disagio e compromettendo la circolazione sanguigna, con conseguente allontanamento dallo schienale. Anche in questo caso si tende a privilegiare la profondità derivante dalla dimensione del 5°le riferito alle donne, in tal modo si ottiene la misura di 43,2 cm che è valida per il 95% della popolazione sia femminile che maschile. Si può comunque ottenere una variabilità della profondità del sedile sia agendo sul sedile medesimo che in rapporto con lo schienale, in tal caso la profondità può variare dai 40,0 cm minimi ai 55,0 cm.

Altra dimensione fondamentale della seduta è rappresentata dalla larghezza. In questo caso si tende a privilegiare il 95°le, in quanto le persone minute possono comunque trovarla confortevole o possono restringerla, in caso di debolezza muscolare, con l'ausilio di appositi cuscini per stabilizzare l'oscillazione laterale. La misura da cui partire sono i 43,4 cm della larghezza del bacino delle donne in età adulta, alla quale vanno aggiunti almeno altri 2 cm per l'abbigliamento indossato, ottenendo una dimensione totale di 45,4 cm.

1.1.2 Appoggio della regione lombare - schienale

Lo schienale svolge una funzione di supporto alla regione lombare, rendendo confortevole la seduta in quanto aiuta la muscolatura della schiena a dare equilibrio alla postura assunta.

La prima dimensione a cui prestare attenzione è quella relativa al centro di curvatura dello schienale in corrispondenza della regione lombare. Questa ha una forte variabilità oscillando fra i 20,5 e i 30,5 cm. Per maschi adulti, tale divario si restringe passando dai 23,0 ai 25,5 cm di oscillazione. Per superare l'impasse derivante da questa forte variabilità e dall'incertezza dei rilevamenti si tende a creare una curva ampia e non particolarmente rigida funzione anche della qualità di materiali impiegati. Ovviamente-

te, come per le altre dimensioni sinora viste, anche qui è possibile agire con dei meccanismi che ne consentano l'adattamento. Altro elemento da tenere in considerazione nello studio della curvatura è lo spazio necessario all'alloggiamento della protuberanza dei glutei, ottenibile mediante una controcurva o uno spazio vuoto. Per quanto riguarda la larghezza dello schienale il dato antropometrico di riferimento è quello relativo alla larghezza delle spalle, il cui parametro di riferimento il 95°le che corrisponde, sia nell'uomo che nella donna in età adulta, ai 48,3 cm; valore che nelle persone anziane può scendere a 40,6 cm. Così come per la larghezza del sedile, in caso di debolezza muscolare, la dimensione può essere ridotta con l'ausilio di appositi cuscini per stabilizzare l'oscillazione laterale.

L'altezza utile dello schienale è definita dalla tipologia di seduta: datilo, da lavoro, da riposo, da relax. Trattandosi di una poltrona relax, le altezze che interessano sono due: quella misurata all'altezza delle spalle e l'altra quella comprendente anche la testa.

Esistendo, anche in questo caso, una forte variabilità fra i dati e tenendo in considerazione che le rilevazioni fatte sono sempre effettuate in posizione seduta e con la schiena perfettamente ortogonale al piano d'appoggio, si tende a tenere separati i piani d'appoggio della schiena e della testa. Questo permette di regolare in modo separato sia l'altezza che l'inclinazione al fine di consentire un'utilizzo confortevole dello schienale ad almeno il 90% della popolazione.

L'altezza delle spalle impiegata è quella del 95°le che, sia negli uomini che nelle donne, corrisponde a 63,5 cm, mentre quella compresa la testa è pari, per gli uomini a 96,5 cm, per le donne a 90,7 cm. A tutte queste misure vanno tolti mediamente circa 3 cm se si considera la persona seduta in posizione più naturale. Inoltre, se consideriamo la popolazione in età anziana tali valori vanno ulteriormente decrementati di altri 3 cm circa.

1.1.3 Appoggio delle avanbraccia - braccioli

I braccioli svolgono una funzione essenziale nei confronti del comfort di una seduta, sia perché sgravano del peso delle braccia, sia perché costituiscono per l'utilizzatore un punto di presa utile per accomodarsi, alzarsi etc. Il bracciolo per svolgere entrambe queste funzioni al meglio deve essere ampio, morbido e lungo almeno quanto il sedile.

La questione più complessa per il bracciolo è data dalla sua altezza dal piano di seduta finito, determinata dal gomito in posizione di riposo: l'altezza più congeniale, fra i rilevamenti fatti, appare essere quella riferita al 70°le (circa 25 cm), in quanto sia persone minute (costrette ad allargare le braccia per raggiungere il bracciolo) che persone pingui (a contatto con il bracciolo) di pari altezza, possono usarlo con facilità e senza particolari disagi. Si specifica che una percentuale significativa della popolazione totale non potrà utilizzarlo, per questo motivo si ricorre a braccioli regolabili in altezza da un minimo di 18 cm a un massimo di 29,5 cm.

Altra dimensione importante relativa ai braccioli è la loro distanza, ossia la misura fra i gomiti in posizione di riposo. Il 5°le riferito alle donne fornisce un interasse di cm 31,2, mentre il 95°le riferito agli uomini è pari a 50,5 cm. Il più idoneo all'uso si è dimostrato essere il 70°le (uomini adulti = 44,5 cm), nonostante il suo valore di altezza dalla seduta non sia apparentemente di riferimento per una considerevole percentuale della popolazione. Analogamente all'altezza, sempre più sedute vengono dotate di meccanismi che consentono l'ampliamento o la diminuzione di tale distanza, in modo da adattarla ai diversi utilizzatori.

1.2 Angoli di posizionamento relativo tra le parti

Il comfort della seduta, oltre alle caratteristiche dimensionali degli appoggi, è funzione anche della posizione relativa tra il piano della seduta, lo schienale, il poggiatesta ed il poggiapiedi.

In figura 1.1 sono rappresentati gli angoli caratteristici che forniscono il comfort ottimale: per il sedile $\overline{O_1O_2}$, quando lo schienale è in posizione

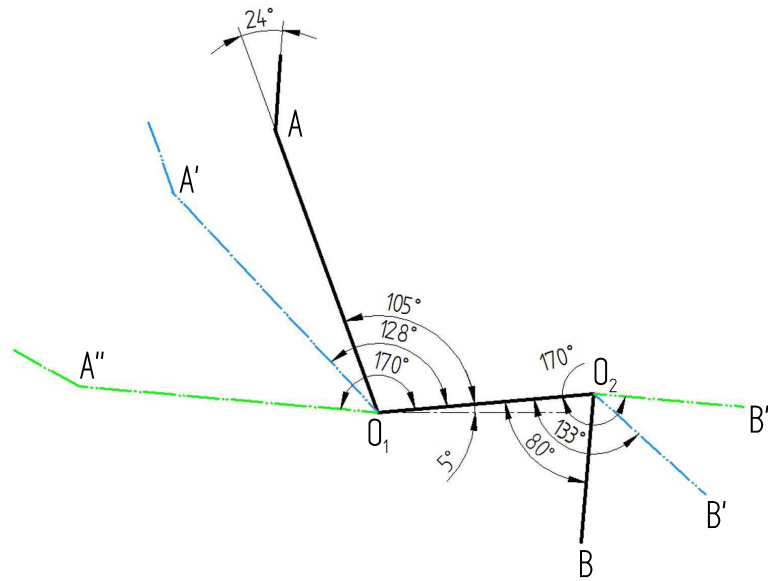


Figura 1.1: Angoli assoluti ideali nelle posizioni di seduta (in nero), di semi-relax (in blu) e di relax (in verde)

eretta, si suggerisce un'inclinazione di 5° rispetto al pavimento, quindi il piano di appoggio sale dai glutei alle ginocchia, si richiede che lo schienale $\overline{O_1A}$, rispetto al sedile, abbia un'inclinazione di 105° , il bracciolo (non rappresentato in figura 1.1) deve rimanere parallelo al sedile, il poggiatesta $\overline{O_2B}$ deve portarsi in posizione arretrata rispetto alla verticale.

In posizione di semi-relax gli angoli fra le diverse parti del corpo, in base agli ultimi studi condotti su astronauti, dovrebbero essere: fra coscia e polpaccio 133° , fra coscia e tronco 128° , fra tronco e testa al massimo 24° , fra tronco e braccio 35° , fra braccio e avambraccio 122° .

Infine, in posizione di relax, ovvero con schienale completamente reclinato, gli angoli fra le diverse parti del corpo dovrebbero essere: fra coscia e polpaccio da 170° a 175° , fra coscia e tronco da 170° a 175° , fra tronco e testa max 24° , fra tronco e braccio 20° , fra braccio e avambraccio 150° .

1.3 Normativa tecnica

Si riportano per conoscenza in tabella 1.1 alcune norme UNI EN redatte per le sedute da ufficio. In mancanza di normative specifiche per poltrone relax queste possono fungere da riferimento per alcuni valori, soprattutto per quelli relativi alla stabilità.

Tabella 1.1: Norme di riferimento in materia di arredi da interno

Requisiti Specifici	Norme
Stabilità	UNI EN 1022/98
Durata del meccanismo regolazione altezza sedile	UNI 9084/02
Durata alla caduta	UNI 9083/87
Carico statico sulle gambe anteriori e laterali, carico diagonale statico sulla base, carico statico poggiapiedi, fatica dell'appoggiamambe, carico statico verticale ed orizzontale sui braccioli, resistenza a fatica dei braccioli, carico statico sul sedile e schienale, fatica fronte anteriore sedile, urto sul sedile e sullo schienale, resistenza alla caduta.	EN 1728/00, UNI 10977/02
Durata dell'imbottitura del sedile	ENV 1444/04
Requisiti meccanici e strutturali di sicurezza	EN 12520/00
Prove ritenzione sporco	UNI 9300
Resistenza superfici alla luce	UNI 9427
Resistenza ai graffi	UNI 9428
Resistenza alla sigaretta	UNI 9241

Capitolo 2

Modellazione virtuale del corpo umano

La simulazione attraverso il calcolatore avviene adottando dei modelli virtuali tridimensionali che consentono di studiare il comportamento delle parti attraverso dei software dedicati piuttosto sofisticati.

Per questa tipologia di analisi si rende necessario disporre di un modello che rappresenti la poltrona, o parti di essa, e di un modello umano virtuale. Quest'ultimo dovrà essere realizzato in modo da replicare fedelmente le caratteristiche motorie principali del futuro utilizzatore e consentire di studiare le forze in gioco nelle varie configurazioni di utilizzo statico e dinamico della poltrona. Il modello umano dovrà riprodurre la distribuzione delle masse tra i vari organi che lo compongono e le forze che, nella situazione reale, l'utilizzatore futuro è chiamato ad applicare per consentire il corretto funzionamento della poltrona.

Nelle librerie dei vari software di simulazione e nei cataloghi online, cui riferiscono queste applicazioni, non esistono dei modelli virtuali già elaborati che possano essere utilizzati per realizzare le nostre verifiche. E' stato necessario, quindi, realizzare tale modello disegnandone ogni sua parte con un programma per disegno tridimensionale.

Al fine di eseguire un corretto dimensionamento, si può fare riferimento a recenti studi di antropometria che disciplinano l'uomo nei suoi aspetti fisico-organici e descrivono alcune tra le dimensioni che lo caratterizzano.

I dati antropometrici possono presentare un'elevata variabilità dovuta a tre fattori fondamentali:

- variazioni soggettive: per età, per ore della giornata, per stato di salute, ecc.
- variazioni fra gruppi: per genere d'appartenenza, per gruppi geografici, per gruppi etnici, per gruppi generazionali, ecc.
- variazioni storiche: per l'azione dell'ambiente di vita, per lo stile di vita, per la qualità alimentare, ecc.

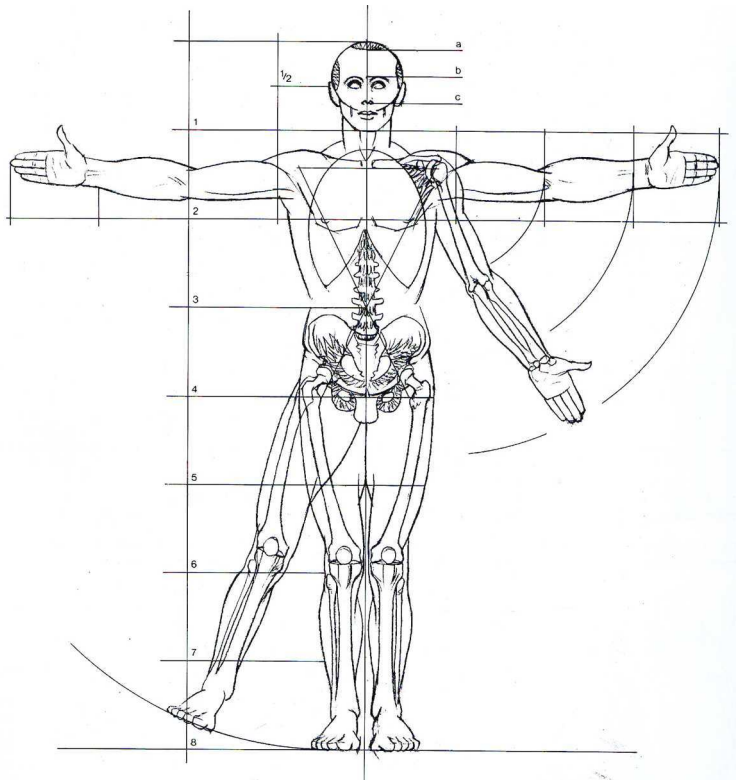


Figura 2.1: Proporzioni tra le parti per disegnare il corpo umano

Come già anticipato nel precedente capitolo, non esiste né l'uomo né la donna media, ma alcuni valori medi delle misurazioni compiute sull'intero o su ogni singola parte del corpo. Per questi motivi in antropometria anziché parlare di misure medie si parla di campo d'ampiezza, e la serie statistica relativa al gruppo di riferimento viene suddivisa in cento parti percentuali a cui corrispondono 99 medie, chiamate percentili.

È comunque erroneo credere che, ad esempio, una persona che appartiene al 60°le per statura eretta abbia necessariamente il 60°le di altezza da seduto, o il 60°le dell'altezza del ginocchio da terra a piedi nudi. Ognuno di noi ha dimensioni del corpo che rientrano in diversi percentili.

Il progetto ergonomico cerca di rispondere alle esigenze dell'utilizzatore finale conoscendone i gesti necessari ad usare un determinato oggetto o spazio, i movimenti che compierà attorno o con quell'oggetto o spazio, la prossemica nella relazione che instaurerà con l'oggetto lo spazio e gli altri, e le dimensioni del corpo che incontrerà quel determinato oggetto, spazio e altri.

In generale, nell'ambito delle dimensioni corporee, si dice che un oggetto è un buon prodotto quando corrisponde alle esigenze di individui che rientrano nella fascia compresa fra il 5° e il 95° percentile. Vengono eliminati gli estremi in quanto considerati valori limite corrispondenti al 10% della popolazione in esame, per i quali si ritiene che debbano essere progettati oggetti e spazi su misura.

2.1 Alcuni dati antropometrici

Si riportano in tabella 2.1 alcuni dati antropometrici, da intendersi come generici e di riferimento in quanto manca una vera e propria serie delle dimensioni corporee di persone anziane.

In accordo con tali misure e nel rispetto delle proporzioni rappresentate in figura 2.1 è stato realizzato un modello che rispetti le geometrie principali del corpo umano. In questa realizzazione non si è tenuto conto delle diverse fisionomie che il corpo umano può assumere, in particolare modo si sono trascurati gli effetti di una differente disposizione delle masse che si possono registrare in un modello reale: una fisionomia pingue può essere descritta da un sistema equivalente di forze che hanno differenti punti di applicazione rispetto ad una fisionomia più snella.

Alcuni studi sono in corso a livello nazionale (in modo particolare in ambito medico), altri studi fatti come ricerche universitarie (tesi di lau-

Tabella 2.1: Dati antropometrici

		— Uomini —			— Donne —			
		anni da-a			anni da-a			
		18 - 79	65 - 74	75 - 79	18 - 79	65 - 74	75 - 79	
Peso (Kg)	5°le	57,20	52,21	48,50	47,20	48,10	43,10	nudo con camice leggero
	95°le	96,20	93,90	89,80	90,30	88,90	87,50	
statura (cm)	5°le	161,50	159,30	155,70	149,90	146,10	140,50	senza scarpe
	95°le	184,90	180,10	179,10	170,40	166,40	164,80	
altezza da seduta (cm)	5°le	84,30	82,60	80,80	78,50	75,40	71,40	in posizione eretta, da gluteo a cima della testa
	95°le	96,50	93,70	93,20	90,70	87,60	88,40	
altezza ginocchio (cm)	5°le	49,00	48,80	48,30	45,50	45,20	43,90	da terra a estradosso ginocchio
	95°le	59,40	58,70	57,70	54,60	53,30	53,10	
altezza poplite (cm)	5°le	39,30	38,60	38,60	35,60	35,30	34,30	da terra a intradosso ginocchio
	95°le	49,00	48,00	46,70	44,50	43,70	43,20	
lunghezza ginocchio gluteo (cm)	5°le	54,10	53,30	53,30	51,80	51,30	50,50	da estradosso gluteo a estradosso ginocchio
	95°le	64,00	63,00	62,70	62,50	62,50	60,70	
lunghezza poplite gluteo (cm)	5°le	43,90	43,90	43,20	43,20	43,20	42,90	da estradosso gluteo a intradosso ginocchio
	95°le	54,90	53,80	53,10	53,30	53,10	50,80	
spessore coscia (cm)	5°le	10,90	10,70	10,40	10,40	10,40	10,10	da gluteo in appoggio a estradosso coscia
	95°le	17,50	17,00	16,80	17,50	16,80	16,50	
interasse fra i gomiti (cm)	5°le	34,80	35,60	35,60	31,20	34,80	33,30	seduti in posizione eretta
	95°le	50,50	50,50	49,50	40,90	50,00	48,50	
altezza gomiti (cm)	5°le	18,80	18,00	16,50	18,00	16,30	16,30	seduti in posizione eretta dal piano del sedile
	95°le	29,50	27,70	26,90	27,90	25,90	25,40	
larghezza anche (cm)	5°le	31,00	31,00	30,70	31,20	31,50	29,70	seduti in posizione eretta
	95°le	40,40	39,90	39,40	43,40	43,90	42,70	

rea, tesi di dottorato ecc.) sono parziali per dimensione del campione esaminato e, soprattutto, i rilevamenti non sono accessibili.

È necessario tenere presente che in ergonomia alle misure in altezza qui riportate (sia in stazione eretta che da seduti) devono essere aggiunti altri 2,5 cm per effetto dei tacchi delle scarpe (misura media). Inoltre le misure vanno interpretate in quanto sono rilevate con il corpo in posizione assolutamente eretta, ossia non in posizione rilassata.

2.2 Il modello nello spazio

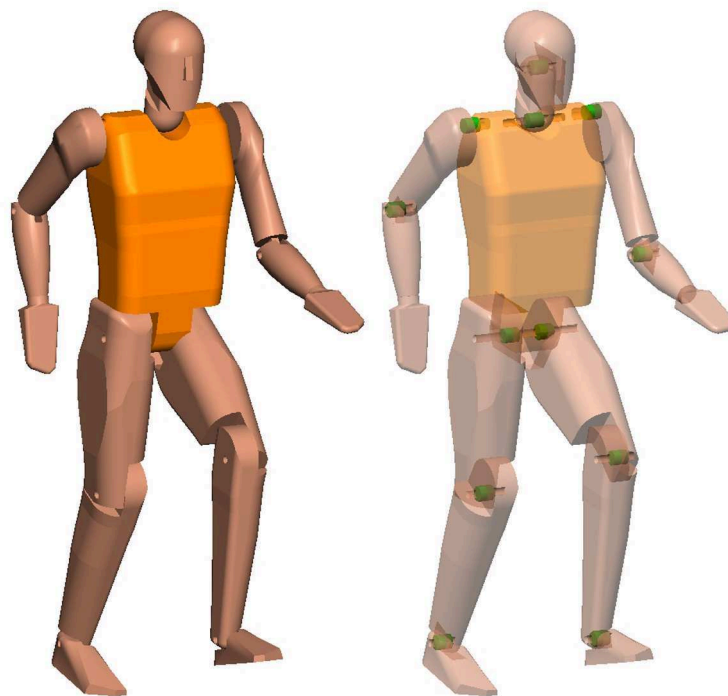


Figura 2.2: il modello virtuale realizzato ed il numero delle coppie cinematiche adottate per la sua movimentazione

Nella realizzazione di un modello virtuale del corpo umano si suggerisce di adottare un numero di gradi di libertà necessario e sufficiente a descrivere compiutamente tutti i movimenti richiesti, vincolando invece quelli che graverebbero unicamente sui processi di simulazione senza for-

nire ulteriori informazioni significative. Si è deciso, a tal fine, di adottare un modello costituito da dodici coppie rotoidali aventi tutte l'asse di rotazione ortogonale alla direzione di seduta come rappresentato in figura 2.2. Il modello così costituito presenterà nello spazio 12 gradi di libertà.

È possibile distinguere i seguenti collegamenti: tra testa e collo, tra collo e busto, tra coscia e busto, tra polpacci e cosce, tra piedi e polpacci, tra braccia e busto, tra avambracci e braccia. Le mani sono state definite solidali agli avambracci in quanto la loro rotazione attorno al polso non avrebbe fornito informazioni utili alla posizione della seduta.

Per ogni giunto sono stati definiti dei valori limite, oltre i quali la rotazione viene negata. Tali limiti devono esistere affinché il modello, durante la simulazione, possa assumere solo le posizioni che si riscontrano nel caso reale. Si raccolgono in tabella 2.2 i valori limite definiti a partire dalla posizione eretta del modello, ovvero con tutte le parti distese nel senso della lunghezza. Tali limiti sono stati definiti sulla base dell'osservazione alla situazione reale e non riferiscono ad alcuna letteratura in quanto non vi sono informazioni specifiche a riguardo.

Tabella 2.2: Dominio di variazione degli angoli definiti per i giunti rotoidali del modello realizzato a partire dalla posizione eretta.

Parti assemblate	Angolo arretramento [deg]	Angolo avanzamento [deg]
Testa-Collo	45	16
Collo-Busto	30	30
Coscia-Busto	30	110
Polpaccio-Coscia	110	0
Piede-Polpaccio	40	35
Braccio-Busto	50	110
Avambraccio-Braccio	0	110
Mano-Avambraccio	-	-

Sui giunti rotoidali sono stati addizionati gli effetti di una reazione elastica e di uno smorzamento viscoso al fine di rendere i movimenti del

modello quanto più simili al caso reale. Questa soluzione viene anche adottata per smorzare gli effetti degli urti che avvengono tra le parti del modello con i cuscini della poltrona che nel modello virtuale risulteranno rigidi e non potranno simulare la deformazione che invece si ha nella realtà. In figura 2.3 si riporta un esempio del comportamento del giunto che collega la coscia sinistra con il busto quando questa è lasciata oscillare liberamente.

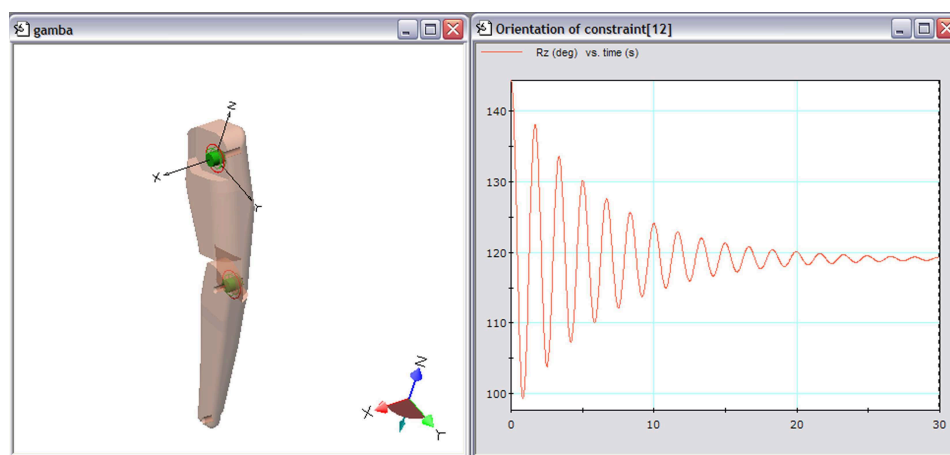


Figura 2.3: Sui giunti rotoidali si imprimono gli effetti di una reazione elastica e di uno smorzamento viscoso in modo da ottenere una migliore risposta agli urti durante la simulazione.

La realizzazione è stata completata utilizzando il Solid Edge ovvero un software di progettazione ibrida 2D/3D capace di offrire evolute funzionalità di modellazione e di progettazione dei componenti e degli assiemi.

La gestione delle quote è di tipo parametrico consente, quindi, il loro collegamento ad un foglio di calcolo semplificando notevolmente la loro elaborazione. Mediante il foglio di calcolo si è scelto di legare tutte le quote caratteristiche al valore dichiarato per l'altezza del modello virtuale.

La modifica del valore dell'altezza sul foglio di calcolo determina una variazione proporzionale di tutte le quote caratteristiche delle parti; questo consente di disporre di modelli in scala tramite i quali è possibile simulare il comportamento della poltrona considerando individui di diversa statura, quindi di peso. In figura 2.5 è visibile parte del foglio di calcolo

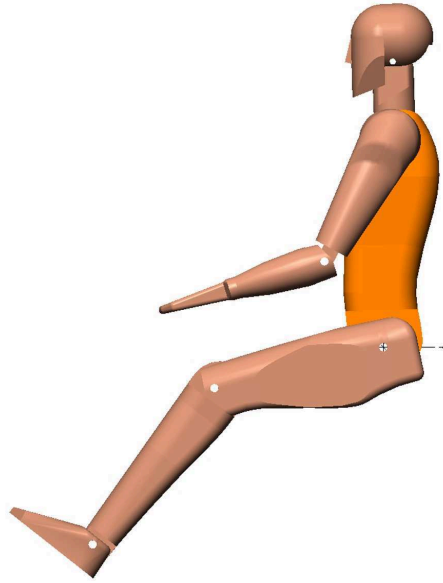


Figura 2.4: I profili della schiena e delle cosce sono realizzati conformemente alle specifiche sulle sagome di prova secondo norma UNI

menzionato, sulla cui cella *C3* è possibile dichiarare il valore dell'altezza espressa in centimetri.

Il profili della schiena e delle cosce (rif. figura 2.4) sono stati disegnati sulla base delle geometrie imposte per le sagome di prova dello schienale e della seduta dalle norme UNI EN 1022 e UNI EN 1728. Tali norme definiscono anche le coordinate del punto attorno al quale le due sagome ruotano l'una rispetto all'altra.

2.3 Distribuzione delle masse

Quale completamento della descrizione del modello umano si studia come sono state distribuite le masse tra le varie parti costituenti.

Nell'interazione con la poltrona il modello costituisce una parte passiva: durante il processo di simulazione questo viene appoggiato sulla superficie dei cuscini della poltrona, quindi si attende che tutte le parti trovino il loro equilibrio statico. Completata questa operazione si ottiene una ripartizione delle masse nel complessivo finale e la loro l'interazione con

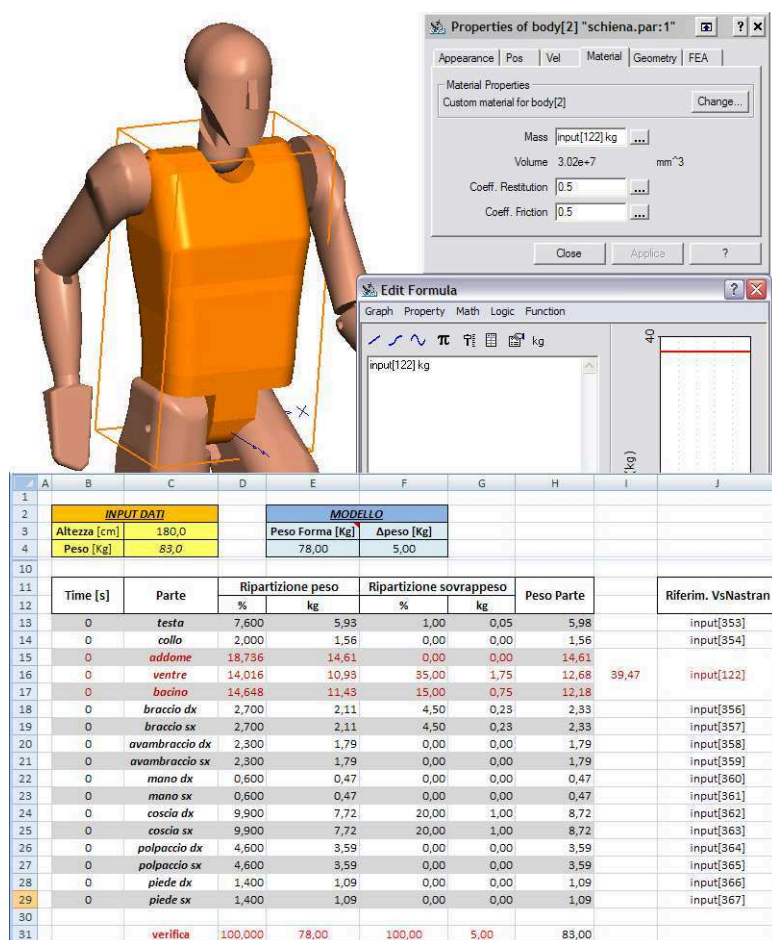


Figura 2.5: Esempio di assegnazione della massa per il busto del modello, tratto da una videata del simulatore utilizzato (Visual Nastran 4D) unitamente al foglio di calcolo creato per tale operazione

l'accelerazione di gravità dichiarata serve a ricreare un sistema di forze che, diversamente, risulterebbe di difficile determinazione.

A tal proposito si può far riferimento ai dati forniti da alcuni studi di biomedica che forniscono i dati generalizzati riportati in tabella 2.3.

Tali risultati si intendano riferiti ad un individuo di media costituzione e di peso normale ovvero rapportato all'età ed all'altezza totale dell'individuo come, peraltro, riportato in tabella 2.1.

Qualora il peso considerato per il modello non coincida con quello ideale si suppone di poter distribuire tale scostamento in notazione percentuale, positiva o negativa, secondo i valori di tabella 2.3.

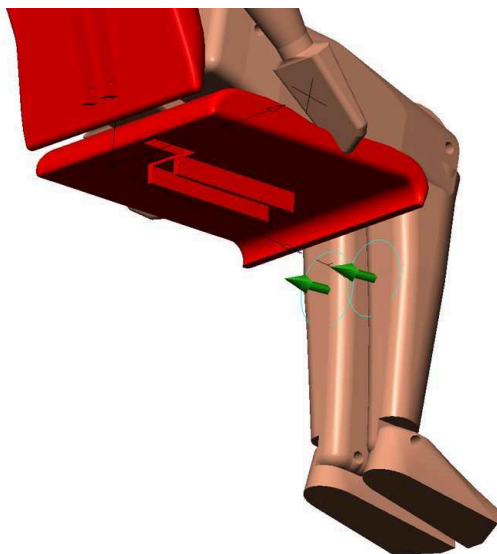


Figura 2.6: In simulazione è possibile applicare in parti del modello delle forze concentrate, distribuite o di pressione

Sul modello possono anche essere disposte puntualmente, attraverso l'utilizzo di terne mobili, delle forze concentrate. Questa operazione consente di rendere attive talune parti, le quali potranno ora esercitare sulla poltrona delle spinte. In figura 2.6 si è riportato un esempio di forze applicate sui polpacci del modello nella direzione del poggiapiedi (non visibile nella figura). I cerchi azzurri rappresentano le terne mobili che possono

Tabella 2.3: Distribuzione percentuale delle masse e del peso in eccesso o difetto

Parte	% Massa totale	% Variazione
Testa	7,80	1,00
Torso	46,84	50,00
Braccio	2,70	4,50
Avambraccio	2,30	-
Mano	0,60	-
Coscia	9,90	20,00
Gamba	4,60	-
Piede	1,40	-

essere disposte o attraverso la dichiarazione dei valori di coordinate cartesiane, rispetto la terna fissa del componente o legandole alle geometrie dei componenti (fori, vertici, superfici piane, etc.).

Quale sintesi del processo informativo appena presentato, per la creazione del modello umano, si riporta il diagramma di flusso di figura 2.7. Si evidenzia che tale processo sia il risultato dell'interazione tra il foglio di calcolo (evidenziato in giallo) e il software di progettazione 3D (evidenziato in verde).

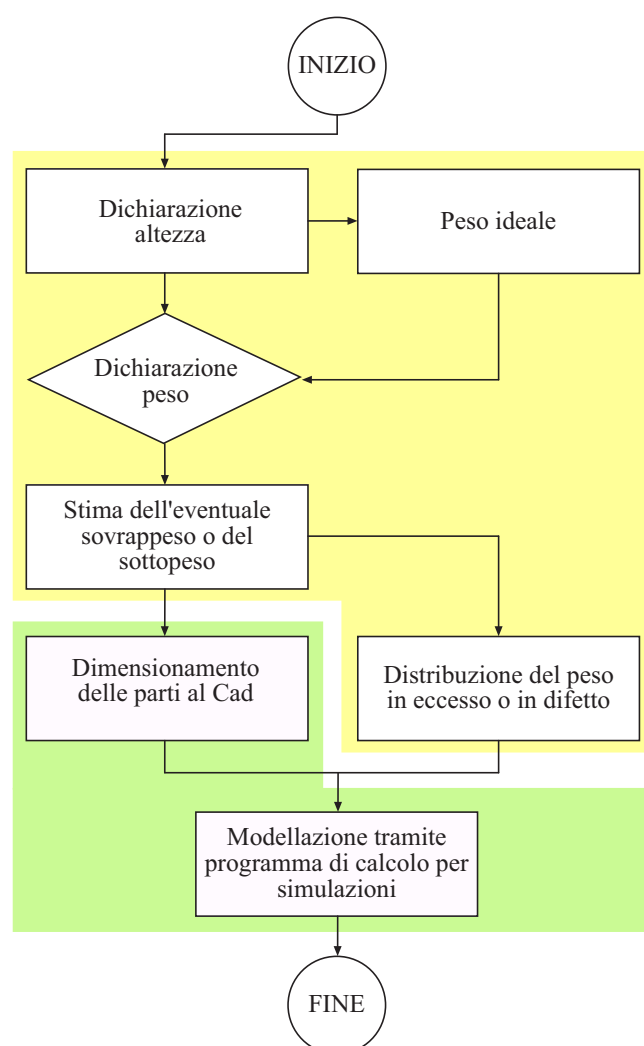


Figura 2.7: Diagramma di flusso per la creazione e la gestione di un modello virtuale

Capitolo 3

Poltrona Ergotek. Lo stato attuale dell'arte

Il telaio della poltrona, realizzato dalla *Ergotek*, è caratterizzato da una struttura simmetrica che si estende per tutta la larghezza della seduta. È vincolato rigidamente alle sponde laterali che fungono sia da sostegno per l'intera poltrona che da base per alcuni organi accessori quali ad esempio i braccioli ed eventuali elementi rotabili che ne facilitano lo spostamento.

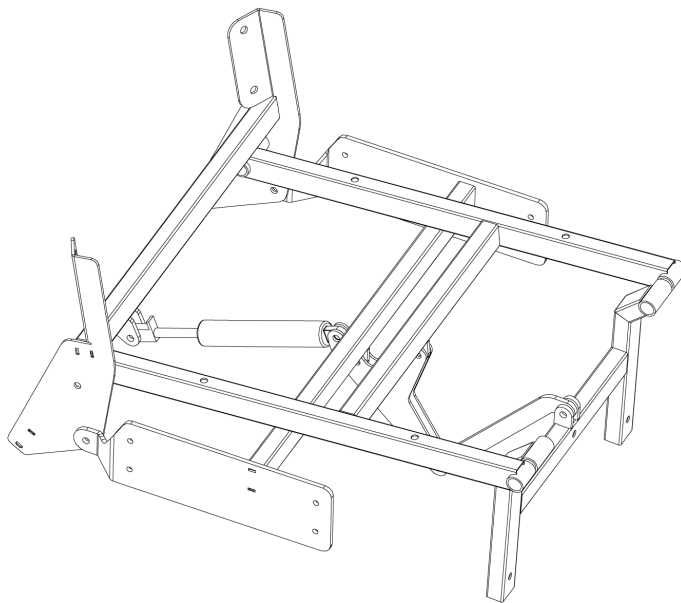


Figura 3.1: Telaio della attuale poltrona della Ergotek

L'azionamento è interamente meccanico necessita quindi di forze esterne per raggiungere le posizioni di semi-relax e di relax. Il ripristino della posizione eretta ed il bloccaggio nelle posizioni intermedie sono coadiuvate da una particolare molla a gas azionabile tramite comandi manuali posti sotto il piano della seduta. I vari membri sono vincolati fra loro in modo che ciascun loro punto può descrivere solamente traiettorie parallele ad un piano. Questa proprietà ci consente di studiare il comportamento del telaio mediante l'analisi di un meccanismo piano equivalente rappresentato in figura 3.3: si tratta di un sistema costituito da otto membri collegati tra loro attraverso dieci coppie cinematiche di cui nove sono di tipo rotoidale ed una è di tipo prismatico.

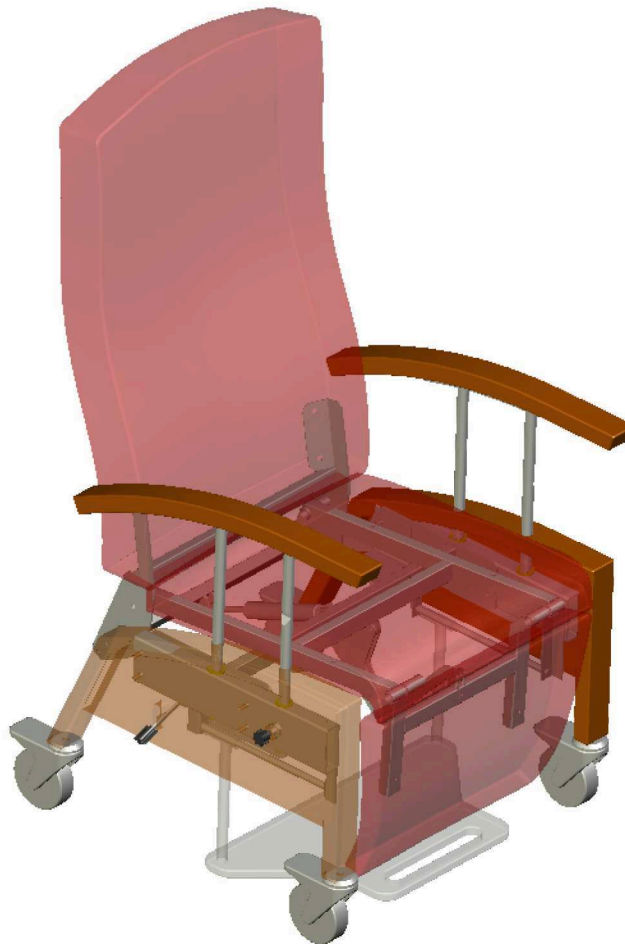


Figura 3.2: La poltrona Ergotek e riferimento sul posizionamento del telaio

È possibile calcolare il numero di gradi di libertà l della struttura piana attraverso la seguente relazione:

$$l = 3(m - 1) - 2c_1 - c_2 = 1 \quad (3.1)$$

ove si è indicato:

- m = numero di membri;
- c_1 = numero di coppie cinematiche che lasciano un grado di libertà;
- c_2 = numero di coppie cinematiche che lasciano due gradi di libertà.

Disporre di un solo grado di libertà significa che ad ogni rotazione dello schienale m_1 corrisponde un'univoca rotazione delle parti ad esso collegate in particolare del poggiapiedi m_3 e della seduta m_2 . L'entità di queste rotazioni dipendono dal dimensionamento della flangia m_5 , anch'essa solidamente collegata con il telaio m_6 tramite una coppia rotoidale.

Sviluppando le relazioni che legano gli angoli caratteristici, che descrivono compiutamente l'orientamento dei vari membri, è possibile studiare il rapporto di trasmissione, in particolare il legame tra la posizione dello schienale con quella assunta dal poggiapiedi e dalla seduta.

La variazione dell'inclinazione del piano di seduta può favorire il comfort e facilita il ripristino della posizione eretta dello schienale, come

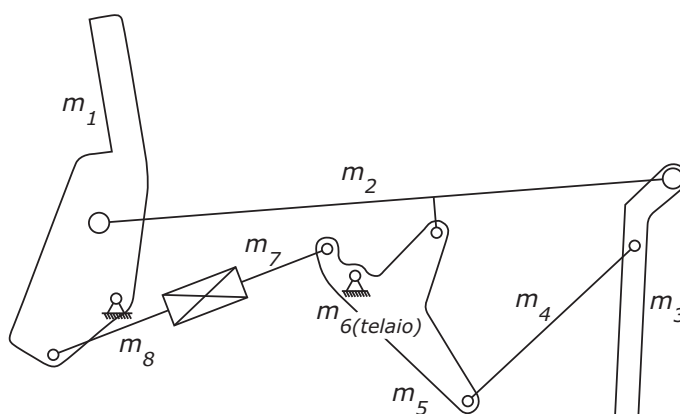


Figura 3.3: Meccanismo piano equivalente al telaio della poltrona Ergotek

verrà evidenziato in seguito. La funzione principale della variazione angolare della seduta è quella di limitare lo scorrimento relativo tra schiena e schienale nelle manovre di reclinamento, al fine di evitare la svestizione dell'utente; osservando lo schema del telaio è possibile notare, infatti, che schiena e schienale, istante per istante, ruoteranno sempre attorno a centri di rotazione differenti, variabili da individuo ad individuo ed in funzione della posizione di seduta assunta di volta in volta.

3.1 Analisi cinematica del sistema articolato equivalente

L'analisi cinematica di un sistema articolato piano può essere effettuata con metodi analitici che forniscono risultati di validità generale, sono precisi e consentono l'impiego del calcolatore. Il problema, da un punto di vista generale, consiste nell'individuare la posizione di un generico membro del meccanismo rispetto ad un sistema di riferimento solidale con il telaio. È questa la cosiddetta analisi di posizione, dalla quale, mediante successive derivazioni rispetto al tempo, si ottengono velocità ed accelerazioni (analisi di velocità ed accelerazione). Il presente studio si baserà

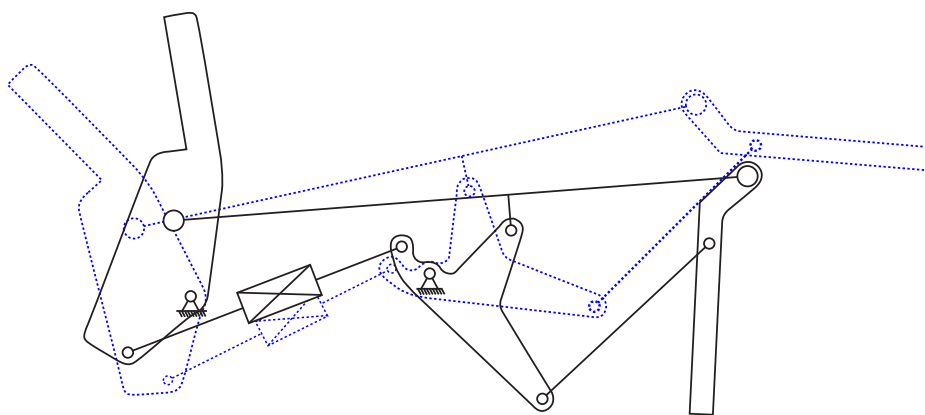


Figura 3.4: Disporre di un sol grado di libertà significa che ad ogni rotazione dello schienale m_1 corrisponde un'univoca rotazione delle parti ad esso collegate in particolare del poggiatesta m_3 e della seduta m_2 .

sulla sola analisi di posizione in quanto le velocità e le accelerazioni delle parti sono di entità tali da poter essere considerate trascurabili.

Nel caso dei sistemi articolati piani risulta conveniente utilizzare una rappresentazione vettoriale del meccanismo. Si sostituisce, cioè, a ciascun membro un vettore opportunamente disposto e si esprimono le relazioni vettoriali derivanti dal modello così generato. Se, ad esempio, i vettori formano un poligono chiuso, l'annullarsi della somma vettoriale, dei lati del poligono fornisce la cosiddetta equazione di chiusura, ossia un'equazione vettoriale dalla quale, proiettando i vettori sui due assi coordinati del sistema di riferimento fisso, si ottengono due equazioni scalari.

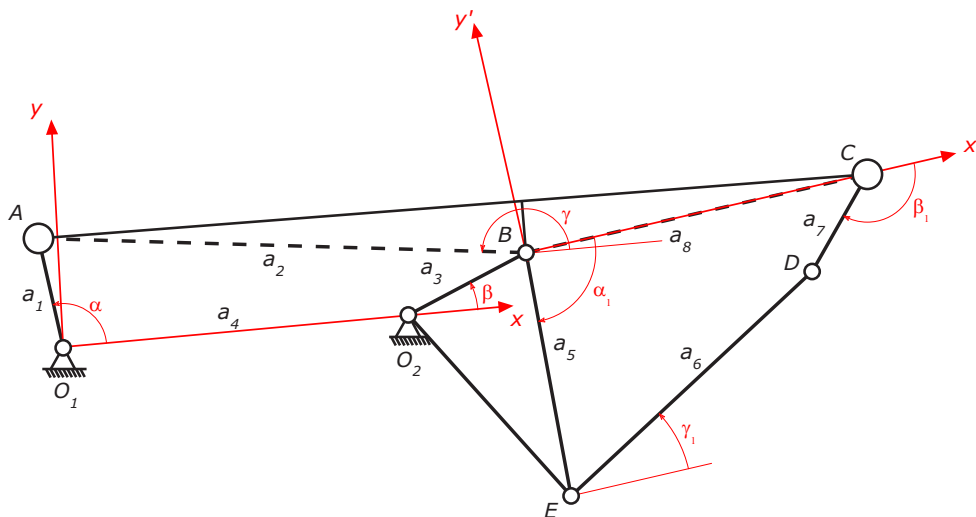


Figura 3.5: Meccanismo piano equivalente al telaio della poltrona Ergotek

Si consideri, ad esempio, il sistema articolato equivalente rappresentato in figura 3.5 ricavato dall'analisi del telaio di questa poltrona: sono stati volutamente omessi i membri m_7 ed m_8 in quanto non partecipano attivamente alla trasmissione del moto tra i vari organi bensì hanno la sola funzione di equilibrare le forze ed i momenti in gioco. Il membri m_7 ed m_8 costituiscono le parti di una molla a gas, ovvero il cilindro e lo stelo di tale dispositivo. Si tratta di un accessorio che verrà descritto nel prossimo capitolo la cui funzione è quella di generare una spinta utile per ripristinare la posizione eretta dello schienale e la possibilità di generare un blocco per

impedire rigidamente il movimento dello stelo rispetto al suo cilindro. L'equilibrio impresso dalla molla a gas è necessario per consentire al telaio di mantenere staticamente le posizioni di seduta intermedie tra quella eretta e quella di relax, come si dimostrerà nel seguito. La posizione di seduta eretta è mantenuta da vincoli meccanici ovvero da battute di arresto allo scopo di non gravare sull'azione del solo blocco idraulico della molla pneumatica.

Per eseguire una analisi cinematica del sistema rappresentato in figura 3.5, si possono scrivere le due seguenti equazioni scalari di chiusura, rispetto la terna fissa (O_1, x, y) :

$$a_1 \cos \alpha - a_2 \cos \gamma = a_3 \cos \beta + a_4 \quad (3.2)$$

$$a_1 \sin \alpha - a_2 \sin \gamma = a_3 \sin \beta \quad (3.3)$$

Quadrando e sommando, quindi eliminando i termini in γ tra la (3.2) e la (3.3), si ottiene una relazione tra gli angoli α e β del tipo:

$$A \sin \beta + B \cos \beta = C \quad (3.4)$$

dove:

$$A = a_3 \sin \alpha \quad (3.5)$$

$$B = a_3 \cos \alpha - \frac{a_3 a_4}{a_1} \quad (3.6)$$

$$C = \frac{a_1^2 - a_2^2 + a_3^2 + a_4^2}{2a_1} - a_4 \cos \alpha \quad (3.7)$$

dalla (3.4), ricordando che:

$$\sin \beta = \frac{2 \tan \frac{\beta}{2}}{1 + \tan^2 \frac{\beta}{2}} \quad (3.8)$$

$$\cos \beta = \frac{1 - \tan^2 \frac{\beta}{2}}{1 + \tan^2 \frac{\beta}{2}}$$

si ottiene:

$$\beta = 2 \arctan \left(\frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right) \quad (3.9)$$

ovvero due distinti valori per β corrispondenti alle due configurazioni possibili del quadrilatero. Analizzando le configurazioni raggiungibili dal telaio, è possibile affermare che possa essere ritenuta valida la sola soluzione corrispondente al seguente valore:

$$\beta = 2 \arctan \left(\frac{A - \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right) \quad (3.10)$$

Dalla (3.3), si può ricavare γ come segue:

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{a_1 \sin \alpha - a_3 \sin \beta}{a_2} \right) \quad (3.11)$$

Tali risultati consentono di studiare l'andamento degli angoli β e γ al variare di α quindi di valutare con che rapporto varia l'orientamento della seduta in funzione di una rotazione finita dello schienale. La linearità del sistema ci consente di ottenere una unica soluzione possibile.

La posizione del poggiatesta è, invece, univocamente determinata quando sono noti i valori degli angoli α_1 , β_1 e γ_1 .

Analizzando la figura 3.5 è possibile scrivere:

$$\alpha_1 = (\gamma - \widehat{ABC}) + (\widehat{BO_2E} - \beta) + \widehat{BE O_2} \quad (3.12)$$

dove gli angoli caratteristici si ottengono applicando ai generici triangoli il teorema di Carnot:

$$\widehat{ABC} = \arccos \left(\frac{a_2^2 + a_8^2 - \overline{AC}^2}{2a_2a_8} \right) \quad (3.13)$$

$$\widehat{BO_2E} = \arccos \left(\frac{a_3^2 + \overline{O_2E}^2 - a_5^2}{2a_3\overline{O_2E}} \right) \quad (3.14)$$

$$\widehat{BE O_2} = \arccos \left(\frac{a_5^2 + \overline{O_2E}^2 - a_3^2}{2a_5\overline{O_2E}} \right) \quad (3.15)$$

Lo stesso procedimento può essere adottato per la determinazione degli angoli caratteristici che descrivono la posizione del poggiatesta; si studiano così le equazioni di chiusura del quadrilatero articolato di vertici B, C, D ed E rispetto la terna mobile (B, x', y') :

$$a_5 \cos \alpha_1 - a_6 \cos \gamma_1 = a_8 + a_7 \cos \beta_1 \quad (3.16)$$

$$a_5 \sin \alpha_1 - a_6 \sin \gamma_1 = a_7 \cos \beta_1 \quad (3.17)$$

Eliminando i termini in γ_1 tra la (3.16) e la (3.17) si ottiene una relazione tra i soli angoli α_1 e β_1 del tipo:

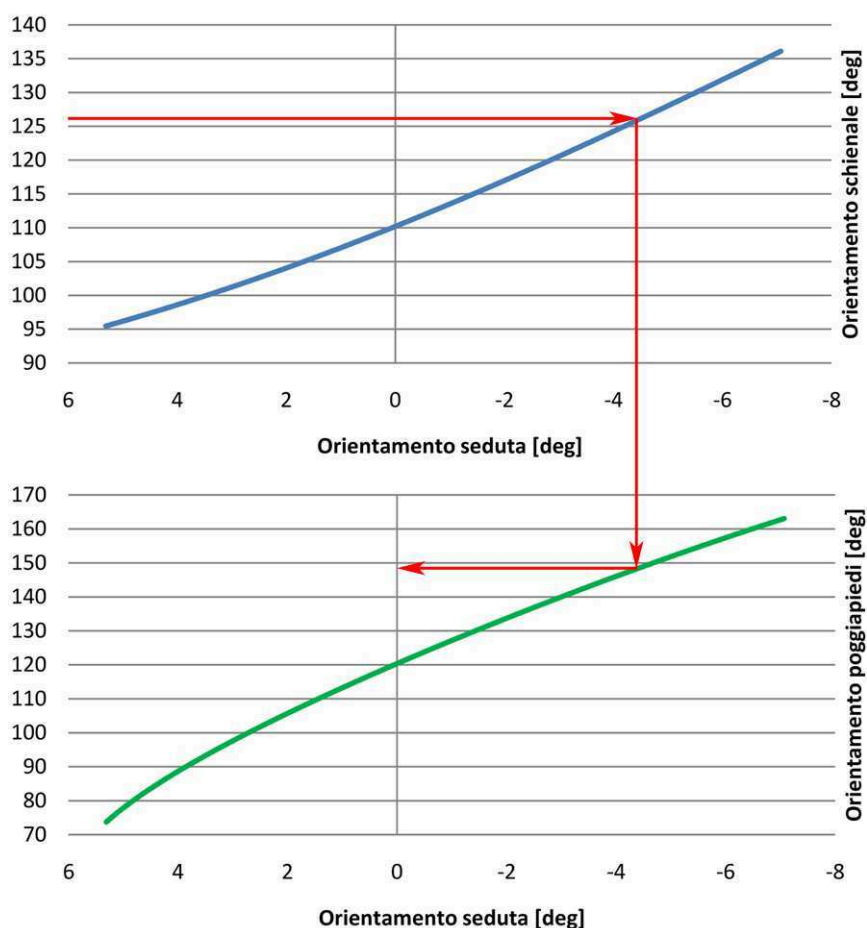


Figura 3.6: Caratteristiche degli orientamenti relativi tra seduta-schienale e tra poggiatesta-seduta. In rosso un esempio di posizionamento relativo tra le parti ad assegnato orientamento dello schienale.

$$A_1 \sin \beta_1 + B_1 \cos \beta_1 = C_1 \quad (3.18)$$

dove:

$$A_1 = a_7 \sin \alpha_1 \quad (3.19)$$

$$B_1 = a_7 \cos \alpha_1 - \frac{a_7 a_8}{a_5} \quad (3.20)$$

$$C_1 = \frac{a_5^2 - a_6^2 + a_7^2 + a_8^2}{2a_5} - a_8 \cos \alpha_1 \quad (3.21)$$

riferendoci sempre alle equazioni (3.8) è infine possibile trovare due distinti valori dell'angolo β :

$$\beta_1 = 2 \arctan \left(\frac{A_1 \pm \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}}{B_1 + C_1} \right) \quad (3.22)$$

Analizzando le configurazioni raggiungibili dal telaio, è possibile affermare che possa essere ritenuta valida la sola soluzione corrispondente al valore:

$$\beta_1 = 2 \arctan \left(\frac{A_1 - \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}}{B_1 + C_1} \right) \quad (3.23)$$

da cui, sostituendo nella (3.17):

$$\gamma_1 = \arcsin \left(\frac{a_5 \sin \alpha_1 - a_7 \sin \beta_1}{a_6} \right) \quad (3.24)$$

La conoscenza di queste relazioni consente, come già trattato per la seduta, di studiare la variazione angolare del poggiatesta in funzione di una rotazione finita dello schienale e il rispettivo rapporto di trasmissione.

In tabella 3.1 si riassumono i valori degli angoli caratteristici che ottimizzano la seduta nelle diverse configurazioni possibili, come trattato nel paragrafo 1.1.1.

In figura 3.6 si riportano le curve caratteristiche degli orientamenti della seduta e del poggiatesta quale sintesi dei risultati appena conseguiti; per convenzione si sono presi come posizioni angolari di partenza quelle assunte dal telaio nella configurazione eretta. In tale posizione lo schienale

Tabella 3.1: Angoli di seduta ideali tra schienale, seduta e poggiatesta

Posizione	Angolo ideale schienale - seduta [deg]	Angolo ideale poggiatesta - seduta [deg]
Eretta	105	85
Semi-relax	128	133
Relax	170 ÷ 175	170 ÷ 175

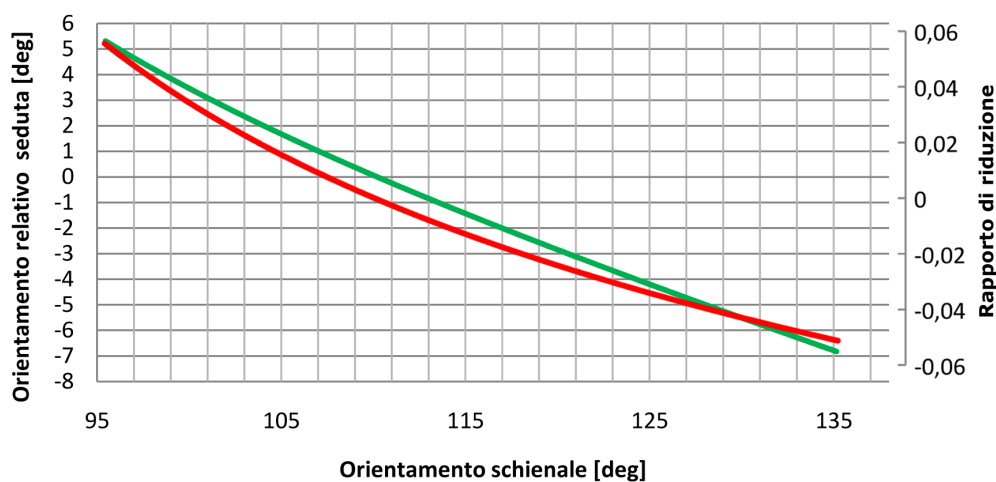


Figura 3.7: Relazione tra gli orientamenti della seduta (linea di colore verde) e relativo rapporto di riduzione (linea di colore rosso)

forma con la seduta un angolo di 95° mentre il poggiatesta forma con la stessa un angolo di circa 74° . Nella figura descritta si è evidenziato (in rosso) lo scostamento dall'orientamento ottimale del poggiatesta quando sia la seduta che lo schienale raggiungono la posizione di semi-relax.

Lo studio del rapporto di trasmissione viene eseguito considerando come riferimento la rotazione dello schienale in funzione del quale ruotano la seduta ed il poggiatesta secondo i rapporti di trasmissione che saranno rappresentati nelle figure 3.7 ed 3.8.

Analizzando i rapporti di trasmissione e di riduzione si può evincere che durante la corsa dello schienale, nella direzione di ribaltamento, l'an-

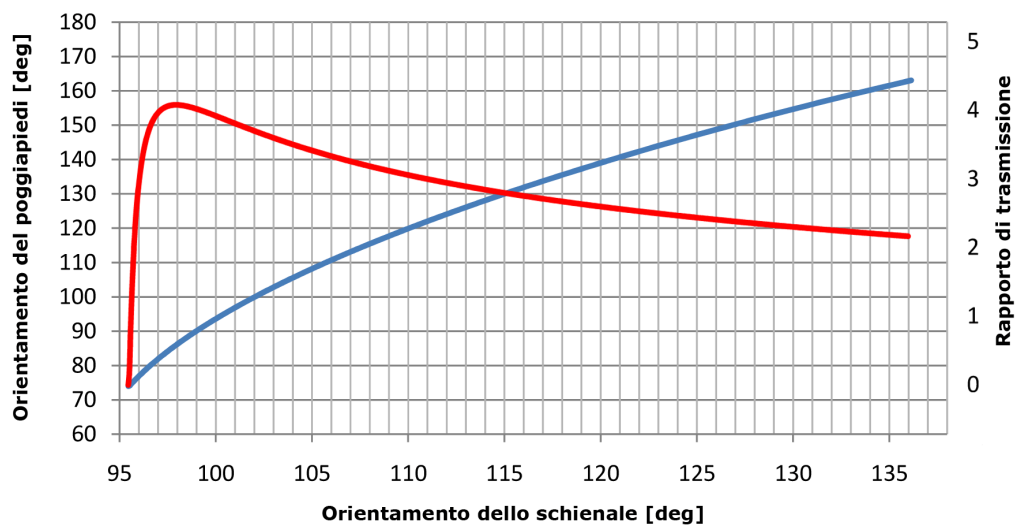


Figura 3.8: Relazione tra gli orientamenti dello schienale (linea di colore verde) e relativo rapporto di riduzione (linea di colore rosso)

golo tra la seduta e lo schienale aumenta sensibilmente con un'ampiezza di rotazione pari a 12 gradi.

Analogamente, il poggiatesta ruota di un'angolazione che all'inizio della corsa è quasi quattro volte superiore a quella dello schienale per poi stabilizzarsi su un valore prossimo a 2.

I risultati ottenuti consentono, quindi, di affermare che l'attuale soluzione fornisce una risposta cinematica che non consente di ottenere le posizioni ottimali di seduta schematizzate in figura 1.1.

3.2 Limiti funzionali riscontrati sull'attuale soluzione

Questa tipologia di poltrone viene realizzata per garantire una portata massima in peso pari a 150 kg.

Il telaio è costituito da profilati tubolari commerciali in acciaio aventi sezione rettangolare e da lamiere tagliate al laser e modellate per successive operazioni di piegatura e foratura o punzonatura.

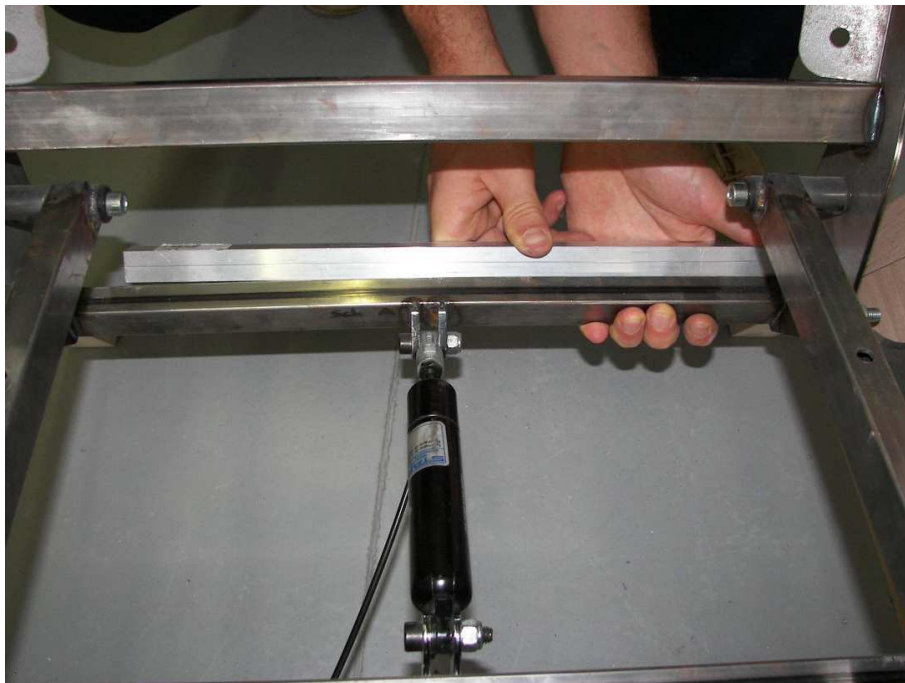


Figura 3.9: Deformazione plastica, dovuta a forze di flessione, registrata sulla travestina posteriore



Figura 3.10: Deformazione plastica, dovuta a forze di flessione, registrata sulla travestina posta sotto il piano di seduta

I vari particolari vengono uniti tramite saldature ad arco e con l'ausilio di bullonature. Le aste che compongono il telaio sono vincolate agli estremi, sui fianchi della poltrona; al centro sono posizionate le staffe che consentono il loro collegamento con i membri adiacenti che realizzano la trasmissione, in particolare vi sono la molla a gas, la flangia di trasmissione e l'asta di comando per il poggiapiedi. Le forze applicate nella mezzeria sono tali da generare sulle traversine metalliche delle deformazioni plastiche evidenti come viene evidenziato nelle figure 3.9 e 3.10.

Queste deformazioni possono talvolta compromettere il funzionamento della poltrona relax. Si registra, inoltre, una usura precoce in prossimità delle giunture rotoidali di collegamento tra le parti mobili, dovute ad una concentrazione delle sollecitazioni nelle operazioni di reclinamento dello schienale.

Questi limiti funzionali possono talvolta generare delle rotture nei punti più critici. Le deformazioni descritte, inoltre, possono alterare la posizione dei giunti rotoidali causando, in taluni casi, la variazione degli angoli di spinta delle varie parti con conseguente rischio che si verifichino fenomeni di impuntamento tra gli organi in movimento; tale fenomeno causa l'impossibilità di variare la posizione dei membri qualunque sia la spinta esercitata sullo schienale. Il collegamento definitivo operato a mezzo delle saldature non consente altresì di cambiare le sole parti danneggiate, ne consegue la necessità di sostituire interamente il telaio all'insorgere delle deformazioni descritte.

3.3 Analisi cinetostatica del sistema articolato

Considerate le portate in peso che il telaio deve movimentare è necessario studiare quale rapporto vi sia tra il peso caricato sulla seduta e l'entità delle forze da applicare allo schienale, per eseguire compiutamente il ribaltamento dello stesso.

Per generare una prova che costituisca un termine di paragone, tra l'attuale telaio ed eventuali alternative proposte, si suggerisce di adottare le stesse modalità specificate nella norma UNI EN 1728 che disciplina i

metodi di prova per la determinazione della resistenza e della durabilità delle sedute.

Si procederà, quindi, applicando una forza concentrata pari alla forza peso massima ammessa (1500 N), sul centro del telaio ad una distanza pari a 240 millimetri dal giunto di collegamento tra lo schienale e la seduta. Rispetto a quest'ultimo una forza applicata allo schienale ad una distanza pari a 325 millimetri, diretta nel verso di reclinamento (rif. figura 3.11)

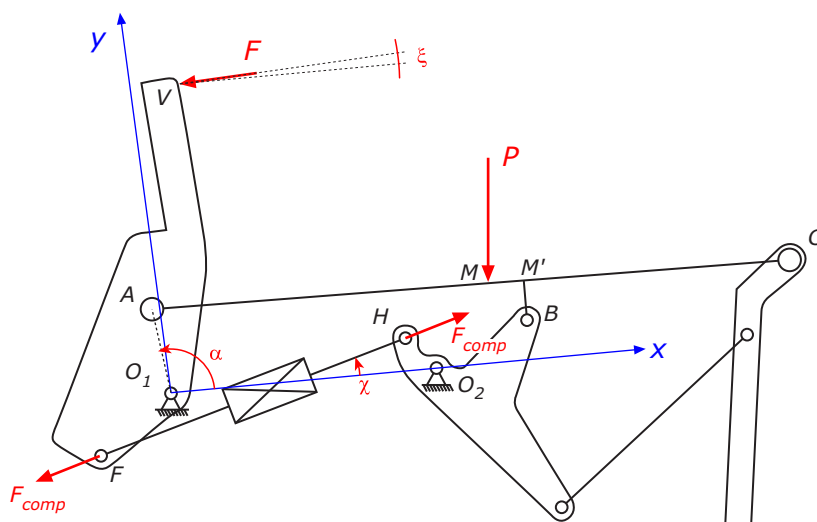


Figura 3.11: Modalità di prova per determinare la spinta necessaria sullo schienale

Per generare una spinta sullo schienale è necessario fare leva con i glutei sulla seduta, le braccia spingono sui braccioli e sul poggiatesta grava il peso delle gambe fino all'altezza del ginocchio. Si suppone di poter trascurare sia la spinta eseguita dalle braccia sia il peso delle gambe sul poggiatesta in quanto non costituiscono una percentuale significativa delle forze in gioco: si stima, infatti, che la spinta delle gambe sul poggiatesta non possa superare in genere gli 80 Newton, in più l'utente potrebbe non avere le capacità motorie per spingere sui braccioli con le braccia.

La prova che si esegue con queste ipotesi prescinde dai contributi che esercitano passivamente le masse dei vari componenti; è utile altresì per eseguire un confronto con eventuali soluzioni proposte, in particolar mo-

do per studiare come vengano trasmesse le forze tra i vari membri che lo costituiscono.

L'approccio avviene secondo due modalità: una numerica, applicando il principio dei lavori virtuali ed una eseguita con l'ausilio del calcolatore, tramite simulazione con software dedicato.

Questo confronto ci consente di verificare l'attendibilità dei risultati che è possibile dedurre dalla simulazione. Qualora lo scarto tra i valori dedotti dai due metodi siano accettabili si può pensare di utilizzare il calcolatore per ottenere dei risultati su un sistema più complesso dove poter aggiungere tutti quei contributi che nella realtà gravano sul telaio.

3.3.1 Analisi numerica mediante il principio dei lavori virtuali

Applicando il principio dei lavori virtuali è possibile calcolare puntualmente il valore della forza F da applicare allo schienale una volta note le grandezze della forza peso P e della forza F_{comp} di reazione alla compressione della molla a gas. Si procede considerando i lavori generati da tutte le forze presenti sul telaio, quindi tutti gli spostamenti generati da una rotazione finita dell'angolo α ; l'equilibrio totale della struttura si ottiene annullando la somma di tutti i lavori i cui segni sono funzione della direzione della forza e dello spostamento ad essa relativo rispetto ad una terna fissa presa come riferimento.

Dall'esame della figura 3.11 possiamo scrivere quanto segue:

$$F \left(\sin \xi \cdot \Delta y_V + \cos \xi \cdot \Delta x_V \right) - P \Delta y_M \cdot \cos(\vartheta) - F_{comp} \left(\cos \xi \cdot \Delta x_F + \sin \xi \cdot \Delta y_F + \cos \xi \cdot \Delta x_H - \sin \xi \cdot \Delta y_H \right) = 0 \quad (3.25)$$

dove:

- $\Delta x_i, \Delta y_i$: rappresentano rispettivamente gli spostamenti incrementali x_i ed y_i del punto i –esimo lungo l'asse delle ascisse e delle ordinate della terna fissa considerata, ($i=F, H, M, V$),

- ϑ : l'angolo di inclinazione della terna (O_1, x, y) rispetto al piano orizzontale parallelo al pavimento = $5,44^\circ$,
- ξ : la direzione rispetto l'asse x della forza F applicata allo schienale = $\alpha - 93^\circ$.

La linea di azione della forza F passa per il punto V e la sua direzione è ortogonale alla retta individuata dai punti V ed O_1 ; tale retta forma con la direzione O_1A un angolo costante pari a 3° . Noti gli angoli caratteristici del quadrilatero O_1ABO_2 è possibile determinare le coordinate dei punti di applicazione delle forze considerate:

$$x_F = a_4 + O_2F \cos(\beta + \widehat{FO_2B})$$

$$y_F = O_2F \sin(\beta + \widehat{FO_2B})$$

$$x_H = O_1H \cos(\alpha + \widehat{AO_1H})$$

$$y_H = O_1H \sin(\alpha + \widehat{AO_1H})$$

$$x_M = a_4 + a_3 \cos \beta + M'B \sin \epsilon - M'M \cos \epsilon$$

$$y_M = a_3 \sin \beta + M'B \cos \epsilon - M'M \sin \epsilon$$

$$x_V = -O_1V \cos(\alpha - \widehat{AO_1V})$$

$$y_V = O_1V \sin(\alpha - \widehat{AO_1V})$$

la retta di azione della forza di reazione alla compressione, F_{comp} , è diretta con un'inclinazione, rispetto la terna considerata, pari a:

$$\delta = \arctan \frac{y_F - y_H}{x_F - x_H} \quad (3.26)$$

La (3.25) è una funzione lineare nella sola variabile α ; la sua soluzione può essere determinata, puntualmente, mediante un algoritmo processato numericamente tramite un programma di calcolo numerico, come ad esempio il Matlab; Tale algoritmo prevede una prima fase di input dove

vengono dichiarati i valori delle forze che competono alla forza peso e alla forza di compressione della molla a gas. Successivamente devono essere dichiarate le quote costruttive del telaio e le distanze dei punti di applicazione delle forze dalla cerniera posta in O_1 . Una terza ed ultima fase prevede la dichiarazione delle condizioni iniziali che inizializzano il processo di calcolo a partire da un valore assegnato della variabile α . La sequenza delle operazioni eseguite da tale algoritmo sono deducibili dalle istruzioni che riportiamo nel prossimo paragrafo.

3.3.2 Algoritmo di calcolo numerico per Matlab

Si riporta il listato dell'algoritmo utilizzato per il calcolo numerico dei valori della forza F dedotta applicando al telaio il principio dei lavori virtuali.

```
%Inizio algoritmo di calcolo per Matlab
%Dichiarazione delle Forze in gioco in Newton
P=1500;
Fcomp=200;

%Dichiarazione delle dimensioni caratteristiche
%del telaio in millimetri
a1=68;
a2=296.6243416;
a3=81;
a4=210.9502311;
O1V=392.9068084;
O2F=34;
O1H=74.19;
M1B=31;
M1M=55;

%Dichiarazione degli angoli fissi tra i membri
%del telaio in radianti
BAC=0.10470048;
```

```
A01H=119.37*pi/180;
FO2B=108.47*pi/180;
%dichiarazione del primo valore dell'angolo alfa
%e calcolo condizioni iniziali per beta e gamma in radianti
alfa=96.42*pi/180

A=a3*sin(alfa);
B=a3*cos(alfa)-((a3*a4)/a1);
C=((a1^2-a2^2+a3^2+a4^2)/(2*a1))-a4*cos(alfa);

beta=2*atan((A-sqrt(A^2+B^2-C^2))/(C+B));
gamma=pi-asin((a1*sin(alfa)-a3*sin(beta))/(a2));
epsilon=pi-gamma-BAC;

%condizioni iniziali, posizioni di partenza dei punti
%di applicazione delle forze
xV_in=O1V*cos(alfa-((3/180)*pi));
yV_in=O1V*sin(alfa-((3/180)*pi));
xF_in=a4+O2F*cos(beta+FO2B);
yF_in=O2F*sin(beta+FO2B);
xH_in=O1H*cos(alfa+A01H);
yH_in=O1H*sin(alfa+A01H);
xM_in=a4+a3*cos(beta)+M1B*sin(epsilon)-M1M*cos(epsilon);
yM_in=a3*sin(beta)+M1B*cos(epsilon)+M1M*sin(epsilon);
k=1;

% Creazione del vettore di inizializzazione per
%le ascisse e per le ordinate
step=.05;
X=[1.68:step:2.33];
F=zeros(size(X));

%Soluzione dell'equazione lineare col principio
%dei lavori virtuali
for alfa = 1.6868:step:2.33
```

```

A=a3*sin(alfa);
B=a3*cos(alfa)-((a3*a4)/a1);
C=((a1^2-a2^2+a3^2+a4^2)/(2*a1))-a4*cos(alfa);
beta=2*atan((A-sqrt(A^2+B^2-C^2))/(C+B));
gamma=pi-asin((a1*sin(alfa)-a3*sin(beta))/(a2));
epsilon=pi-gamma-BAC;
    xV_fin=O1V*cos(alfa-((3/180)*pi));
    yV_fin=O1V*sin(alfa-((3/180)*pi));
    xF_fin=a4+O2F*cos(beta+FO2B);
    yF_fin=O2F*sin(beta+FO2B);
    xH_fin=O1H*cos(alfa+AO1H);
    yH_fin=O1H*sin(alfa+AO1H);
    xM_fin=a4+a3*cos(beta)+M1B*sin(epsilon)-M1M*cos(epsilon);
    yM_fin=a3*sin(beta)+M1B*cos(epsilon)+M1M*sin(epsilon);
delta_xV=abs(xV_in-xV_fin);
delta_yV=abs(yV_in-yV_fin);
delta_xF=abs(xF_in-xF_fin);
delta_yF=abs(yF_in-yF_fin);
delta_xH=abs(xH_in-xH_fin);
delta_yH=abs(yH_in-yH_fin);
delta_xM=abs(xM_in-xM_fin);
delta_yM=abs(yM_fin-yM_in);
Xi=alfa-(93*pi/180);
chi=atan(abs((yF_fin-yH_fin))/abs((xF_fin-xH_fin)));

%Calcolo del valore puntuale della forza F
F(k)=(P*delta_yM*cos(atan(20/210))+
Fcomp*(cos(chi)*(delta_xF+delta_xH)+
+sin(chi)*(delta_yF-delta_yH)))/
(delta_yV*sin(Xi)+delta_xV*cos(Xi));

%Ridefinizione delle cond. iniziali per lo step successivo
xV_in=xV_fin;
yV_in=yV_fin;
xF_in=xF_fin;

```

```
yF_in=yF_fin;  
xH_in=xH_fin;  
yH_in=yH_fin;  
xM_in=xM_fin;  
yM_in=yM_fin;  
k=k+1;  
Xdeg=X*180/pi;  
end
```

```
%Stampa su grafico dei risultati ottenuti  
plot(Xdeg, F);  
%Fine algoritmo di calcolo per Matlab
```

La soluzione della (3.25) fornisce quindi informazioni di carattere generale sull'entità della forza da applicare allo schienale per ottenere l'equilibrio ad un determinato valore dell'angolo α . Ottenere il reclinamento del sedile, quindi la movimentazione del carico applicato sulla seduta, significa fornire una forza maggiore o uguale a quella calcolata o simulata. Determinati così i valori della forza F nell'intervallo di variazione dell'angolo α si confrontano i risultati ottenuti, sulla stessa struttura, mediante una simulazione al calcolatore.

3.3.3 Simulazione mediante software tipo multibody

Ogni sistema fisico nel quale possono essere individuate più parti o corpi (ad eccezione quindi dei sistemi strettamente continui) può essere visto come un sistema multibody. È una espressione di origine anglosassone e viene utilizzata per descrivere i sistemi meccanici composti di più corpi, rigidi o deformabili, suscettibili di movimenti relativi dovuti alla deformabilità stessa dei corpi o più propriamente alla presenza di vari tipi di coppie cinematiche e di vincoli relativi.

La simulazione al calcolatore avviene completando alcune fasi fondamentali che ci proponiamo di descrivere brevemente.

Una prima fase è costituita dalla realizzazione dei disegni tridimensionali delle parti che costituiscono l'oggetto delle nostre prove.

Il software adottato in questo studio, per il disegno tridimensionale dei particolari, è lo stesso utilizzato per la costruzione del modello virtuale del corpo umano: Solid Edge (versione 17).

Successivamente si creano sul programma di simulazione i complessivi dove le parti realizzate vengono disposte ed unite tra loro a mezzo di vincoli che ne definiscono univocamente la posizione e i gradi di libertà consentiti.

I vincoli possono essere descritti da limiti di variabilità, dalla presenza o meno di attrito, possono seguire leggi di moto prestabilite, possono essere attivati in subordinazione ad eventi generali, ad esempio in funzione del tempo, in funzione della posizione di altre parti in movimento etc.

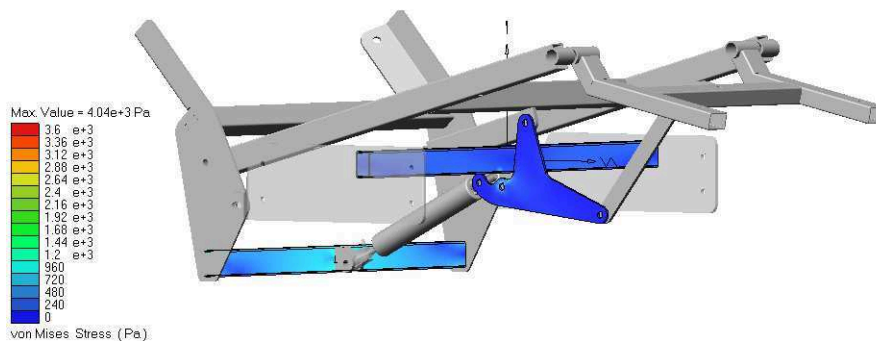


Figura 3.12: Distribuzione delle pressioni sulle due traversine del telaio e sulla flangia di trasmissione, dedotte dal simulatore. $P = 1500N$, $F_{comp} = 200N$

Oltre ai vincoli generici, è possibile definire delle relazioni che gestiscano le interferenze tra le parti. In particolar modo possono essere definite delle condizioni di collisione tra le superfici e tra i solidi che costituiscono il complessivo.

La potenza del Visual Nastran 4D è nella possibilità di eseguire delle misurazioni di vario tipo sulle parti di interesse. Queste misurazioni forniscono degli *output*, ovvero dei risultati che possono essere successivamente manipolati per ottenere grafici ed informazioni di vario genere utili

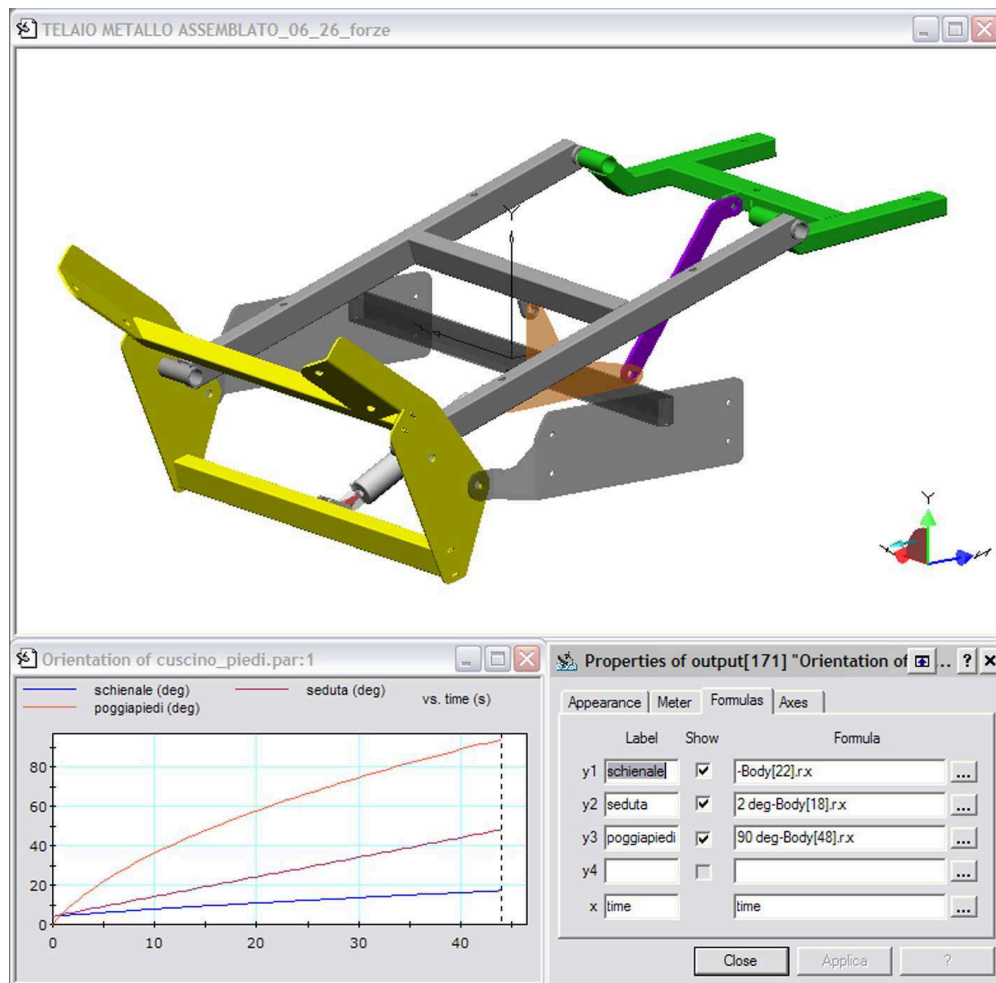


Figura 3.13: Nell'ambiente di simulazione è possibile realizzare delle misurazioni che forniscono dei dati che possono essere successivamente manipolati per lo scopo desiderato.

al proprio scopo e che diversamente potrebbero essere di difficile determinazione per via analitica.

In figura 3.13 riportiamo a titolo di esempio la misurazione dell'orientamento dello schienale, della seduta e del poggiapiedi rispetto alla terna fissa al variare del tempo, immaginando di imprimere allo schienale una velocità angolare costante attorno all'asse x .

L'analisi numerica, completata applicando il principio dei lavori virtuali, ha fornito puntualmente i valori della forza F necessaria ad equilibrare il sistema soggetto a forze esterne note.

Si ricercheranno ora gli stessi risultati impostando l'ambiente di simulazione con le stesse ipotesi fatte per il calcolo analitico.

Nella figura 3.14 si mostra come sia stato possibile realizzare un sistema equivalente a quello adottato per il calcolo attraverso il principio dei lavori virtuali.

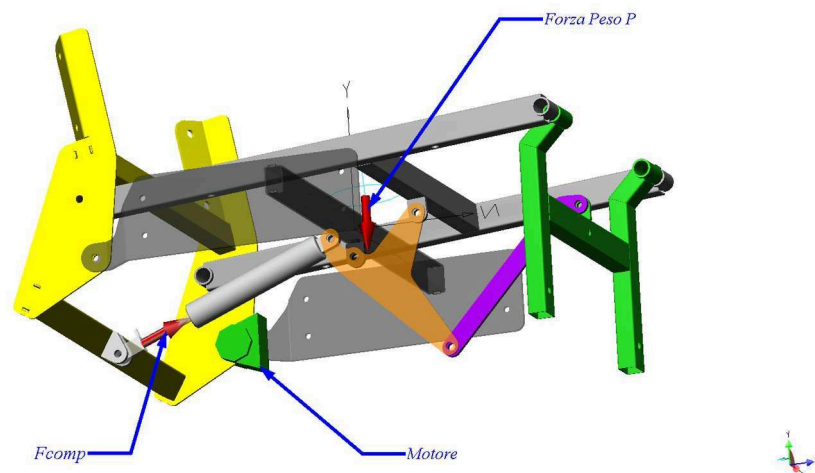


Figura 3.14: Impostazione del sistema di forze per determinare la forza da applicare allo schienale in funzione dell'orientamento di quest'ultimo.

Attraverso l'utilizzo di una terna mobile (in figura rappresentata da un cerchio azzurro), solidale con la seduta si applica la forza peso P , la quale viene definita in modo tale da mantenere la sua direzione sempre parallela alla direzione dell'accelerazione di gravità. Tale terna riproduce il movimento descritto dal punto M di figura 3.11.

La forza F_{comp} di reazione alla compressione della molla a gas viene applicata sia sullo stelo che sul cilindro nella direzione di estensione (in figura 3.14 è visibile la sola forza che agisce sul cilindro).

Considerando, infine, l'asta dello schienale infinitamente rigida, possiamo trasportare la forza F dal punto di applicazione V al punto O_1 e ivi imprimere il momento torcente equivalente. Il contributo della sola forza sulla cerniera O_1 non si considera in quanto si presuppone che il telaio

sia sempre in grado di equilibrarne gli effetti. Il momento da applicare è incognito ed è il risultato che ci proponiamo di ottenere dalla simulazione.

Immaginiamo ora di poter sostituire al giunto rotoidale nel punto O_L , di collegamento tra la piastra dello schienale ed il telaio, un motore capace di realizzare una certa velocità angolare costante (in figura 3.14 rappresentato in verde) indipendentemente dai carichi applicati; come anticipato precedentemente, tramite gli strumenti disponibili sul Visual Nastran 4D è possibile eseguire delle misurazioni rispetto agli assi di una terna mobile opportunamente definita oppure selezionando direttamente le parti o i vincoli di interesse.

Misurando il valore del momento resistente sul motore otteniamo il valore del momento torcente equivalente che la forza F deve realizzare per compiere lo stesso lavoro del motore. Noto il valore di questa coppia è immediato risalire al valore della forza da applicare puntualmente sullo schienale.

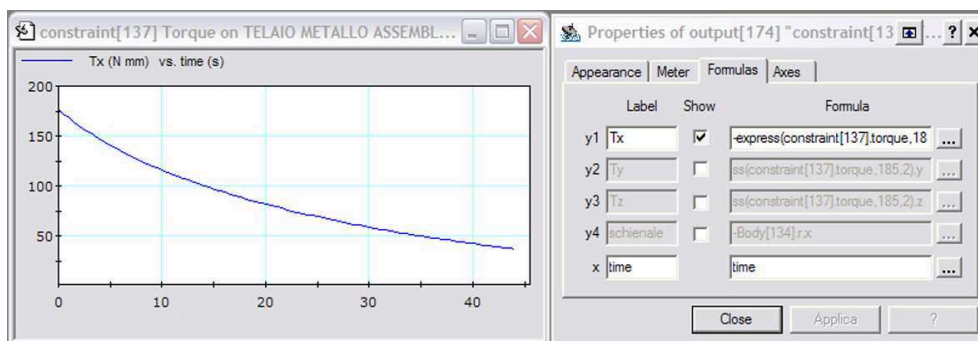


Figura 3.15: L'output generato dalla simulazione è il risultato del momento resistente, letto sul motore, diviso per la distanza O_1V per ottenere puntualmente la caratteristica della forza da imprimere allo schienale. $P = 600N$, $F_{comp} = 200N$.

Assegnando a P ed F_{comp} dei valori differenti è possibile ottenere tutte le caratteristiche della forza F desiderate.

3.3.4 Confronto tra i risultati della simulazione e quelli analitici

In figura (3.16) si riporta lo scostamento tra i risultati ottenuti tramite analisi numerica con Matlab e quelli ottenuti mediante simulazione in due configurazioni limite per la forza peso P , assegnando ad F_{comp} un valore pari a 200 N. Tale scostamento si ritiene accettabile lungo tutto il dominio di variazione dell'angolo α .

Lo scostamento è dovuto all'incertezza delle misurazioni effettuate sui particolari del telaio dove le quote caratteristiche sono state approssimate al decimo di millimetro mentre per gli angoli al decimo di grado dell'angolo giro.

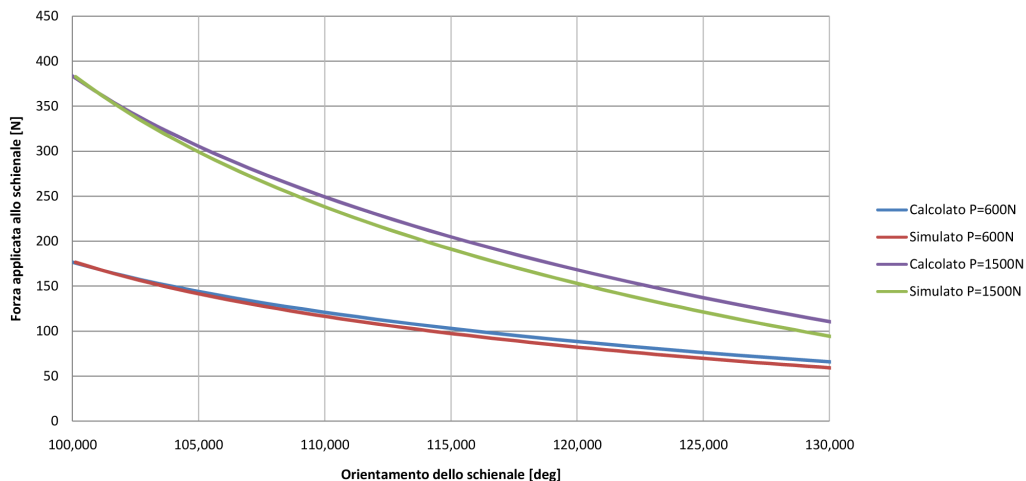


Figura 3.16: Scostamento tra i risultati dell'analisi numerica e la simulazione al calcolatore considerando $F_{comp} = 200$ N e due casi limite di peso caricato sulla seduta

Questi risultati consentono di confermare la validità delle soluzioni ottenibili tramite simulazione.

Analizzando la figura 3.17 si può asserire che la fase più critica è quella di partenza ovvero quando la poltrona è nella configurazione eretta di seduta, è infatti richiesta una spinta maggiore sullo schienale rispetto tutte le altre posizioni di seduta intermedie.

Dalla figura 3.3 si può inoltre affermare che la configurazione di partenza è critica nel caso in cui vi siano delle forze applicate al poggiatesta nella

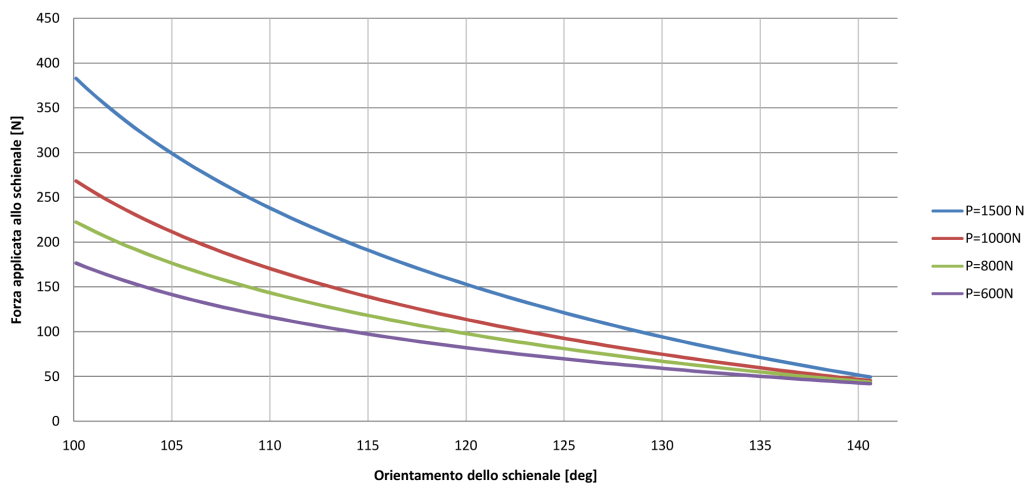


Figura 3.17: Valori di forza da applicare sullo schienale a distanza costante in funzione di differenti valori del carico P . $F_{comp} = 200N$

direzione dello schienale: la biella di comando ED (rif. figura 3.5) forma un angolo di spinta \widehat{EDC} con il poggiapiedi, prossimo ad un angolo piano; questa condizione può indurre a fenomeni di impuntamento e la trasmissione delle forze tra la biella ed il poggiapiedi può risultare critica.

3.4 Considerazioni preliminari per la ricerca di soluzioni alternative

La ricerca di soluzioni alternative, rispetto allo stato attuale dell'arte, deve essere eseguita considerando tutti quei fattori che potrebbero portare non solo ad un miglioramento funzionale ma anche ad una convenienza economica, quindi alla possibilità di sviluppare delle funzioni e dei movimenti ad oggi non realizzabili.

Il requisito primario dovrebbe essere la capacità di offrire un collegamento cinematico schienale-poggiapiedi in grado di soddisfare le specifiche relative alle tre configurazioni di riferimento: normale, semirelax e relax.

Successivamente, si potrebbe ricercare quella soluzione che possa essere compatibile con l'inserimento di ulteriori gradi di libertà, consenten-

3.4 Considerazioni preliminari per la ricerca di soluzioni alternative 51

do, ad esempio, di registrare a piacimento l'altezza della seduta o la posizione dei braccioli, infine la possibilità di inclinare in avanti la seduta per facilitare l'assunzione della messa in piedi.

Alcune considerazioni possono essere effettuate sull'ingombro che ha l'attuale telaio. Una variante costruttiva dovrebbe consentire di ottenere un design più snello che possa ridurre la complicazione morfologica e costruttiva.

Miglioramenti possono essere ricercati nella distribuzione delle spinte necessarie a completare il reclinamento, nella capacità di conservare posizioni intermedie di seduta quando sulla struttura grava passivamente il peso dell'utilizzatore. Devono essere infine considerate le velocità di discesa e risalita delle parti mobili.

Le molle a gas si sono confermate un ottimo ausilio possono quindi essere prese in considerazione per sviluppi futuri.

Alla luce di queste considerazioni, nei prossimi capitoli, si analizzerà nel dettaglio una delle varianti proposte che potrebbe soddisfare tutti questi requisiti.

Capitolo 4

Le molle a gas Stabilus

BLOC-O-LIFT

La versatilità di questo tipo di dispositivi è una delle ragioni principali per le quali questi trovano facilmente impiego in un vasto campo di applicazioni. Vengono utilizzati nel settore automobilistico, nelle più svariate soluzioni di arredo da interni ed esterni, nel settore dei grandi elettrodomestici e ovunque sia necessario disporre di un organo di spinta che possa operare in estensione senza l'ausilio di una fonte di alimentazione esterna. Una caratteristica fondamentale è il loro ingombro assai ridotto e la possibilità di scegliere tra una vasta gamma di accessori che li rende adatti ad ogni situazione.

Non necessitano di manutenzione periodica in più il loro comando, di tipo meccanico, può essere azionato a distanza tramite una pulsantiera ad essi collegata con un filo metallico; da questi semplici ma importanti aspetti ne consegue che tali dispositivi possano essere disposti in un complessivo senza richiedere particolari specifiche di accessibilità.

4.1 Principio di funzionamento

Le molle a gas adottate sono degli elementi di regolazione idropneumatici costituiti da un tubo di pressione, da un'asta con pistone nonché da attacchi appropriati. Dispongono di una carica di azoto compresso

che agisce con la stessa pressione su superfici di sezione del pistone di grandezza differente. Ne consegue una forza in direzione di estensione. Questa forza di estensione può essere esattamente definita, entro limiti fisici, attraverso una scelta appropriata della pressione di carica.

4.2 Caratteristica della molla e forza F_1

La caratteristica della molla descrive l'andamento delle forze disponibili sullo stelo del pistone lungo la propria corsa, cioè dalla condizione

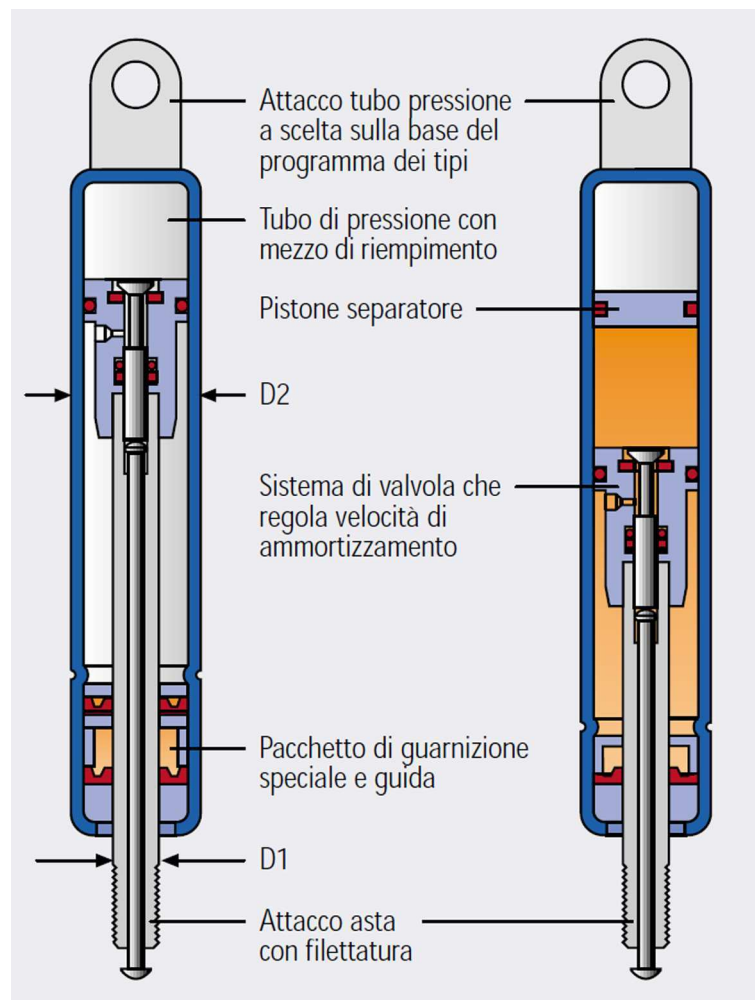


Figura 4.1: Schema costruttivo delle molle a gas: a sinistra con bloccaggio elastico, a destra con bloccaggio rigido con pistone separatore per montaggio indipendente dalla posizione

tutta aperta alla condizione tutta chiusa o viceversa.

A differenza delle molle meccaniche, quelle a gas mostrano un andamento della curva caratteristica molto piatto e pressochè lineare e consentono in tal modo una regolazione o un movimento oscillatorio uniformemente confortevole. In figura 4.2 è rappresentato un esempio di curva di un simile dispositivo. La caratteristica della molla X , che rappresenta il rapporto delle forze F_2/F_1 , è compresa, nelle molle a gas standard, tra 1,2 e 1,4. Su richiesta ed a seconda dell'applicazione possono comunque essere stabiliti anche altri valori in accordo con il fornitore.

La forza F_1 è, assieme alle dimensioni, la caratteristica descrittiva più importante per la scelta di tale dispositivo e viene indicata su tutti i cataloghi del Costruttore. Essa definisce il valore della forza della molla e viene misurata 5 mm prima della fine del movimento di estensione. La differenza F_R tra le linee di forza in direzione di compressione e di estensione risulta da effetti di attrito ed è stimabile in ragione del 10% del valore della forza in estensione.

Esistono due differenti varianti di molle che si differenziano per la tipologia del bloccaggio; questo può essere elastico oppure rigido in direzione di trazione o di compressione. Non esistono posizioni preferen-

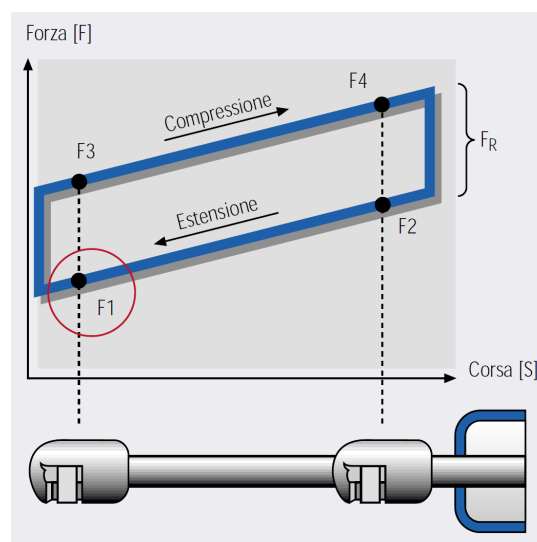


Figura 4.2: Caratteristica delle forze in compressione ed estensione della molla pneumatica



Figura 4.3: Esempio di una molla pneumatica Stabilus Bloc-O-Lift

ziali ma lo stesso può avvenire con continuità lungo tutta la lunghezza della corsa. Questa caratteristica è resa possibile dalla valvola aggiuntiva integrata nel pistone, a comando manuale, che mantiene divise a tenuta di gas le due camere di pressione. Chiudendo la valvola si interrompe lo scambio di gas tra le due camere e la molla a gas BLOC-O-LIFT è bloccata. La valvola si chiude automaticamente non appena il pulsante della valvola viene rilasciato dall'esterno.

Si riportano in tabella 4.1 i dati relativi alle forniture disponibili seppur questi possano essere personalizzati ad hoc per ogni applicazione in accordo con il Costruttore su specifica richiesta.

4.3 Velocità di estensione ed ammortizzamento

Un vantaggio rilevante della molla a gas rispetto ad una molla meccanica è l'andamento definibile della velocità che consente un movimento di regolazione ammortizzato e confortevole.

Si fa distinzione fra due tipi di ammortizzamento:

- **Ammortizzamento idraulico:** La velocità di estensione viene defini-

Tabella 4.1: Programma di fornitura standard

Diametro asta D1 (mm)	Diametro esterno tubo di pressione D2 (mm)	Forza di estensione (N)	Corsa massima (mm) (mm)
8	28	200-1000	100
10	28	200-1500	250

ta tanto dalla disposizione e dal diametro dei fori nel pistone quanto dalla viscosità dell'olio utilizzato. Montando la molla a gas con asta rivolta verso il basso il pistone viaggia, nel suo movimento di estensione, prima attraverso la parte del tubo di pressione riempita di gas e poi attraverso quella riempita di olio. Non appena il pistone si immerge nell'olio l'asta si muove con velocità notevolmente più bassa.

- **Ammortizzamento dinamico:** In questo caso viene prevista, in luogo del foro nel pistone, una scanalatura longitudinale nella parete del tubo di pressione che agisce da by-pass. La sua geometria e la lunghezza definiscono l'andamento dell'ammortizzamento. Questa tecnica consente un ammortizzamento della molla a gas indipendentemente dalla posizione dello stelo del pistone.

4.4 Supporto informatico

Sul sito del costruttore (www.stabilus.com), è possibile scaricare gratuitamente i disegni tridimensionali dei vari prodotti e dei relativi accessori, disponibili a catalogo, compatibili con i software CAD maggiormente utilizzati.

Questo ausilio elettronico è di primaria importanza per lo studio degli ingombri e per facilitare il lavoro del progettista. Ogni parte è realizzata con tutte le informazioni relative ai materiali adottati: questo fattore è decisivo in applicazioni dove si richieda un'analisi dinamica, quindi siano necessarie informazioni quali la densità, il volume e la posizione del baricentro di ogni singola parte.

Si riporta in figura 4.4 un esempio di una molla a gas Stabilus BLOC-O-LIFT corredato di tutti gli accessori che consentono il suo utilizzo; in particolare si distinguono la testa di comando, installata sull'estremità dello stelo del pistone, il cavo di collegamento e la leva di comando che facilita le operazioni di trazione del cavo.

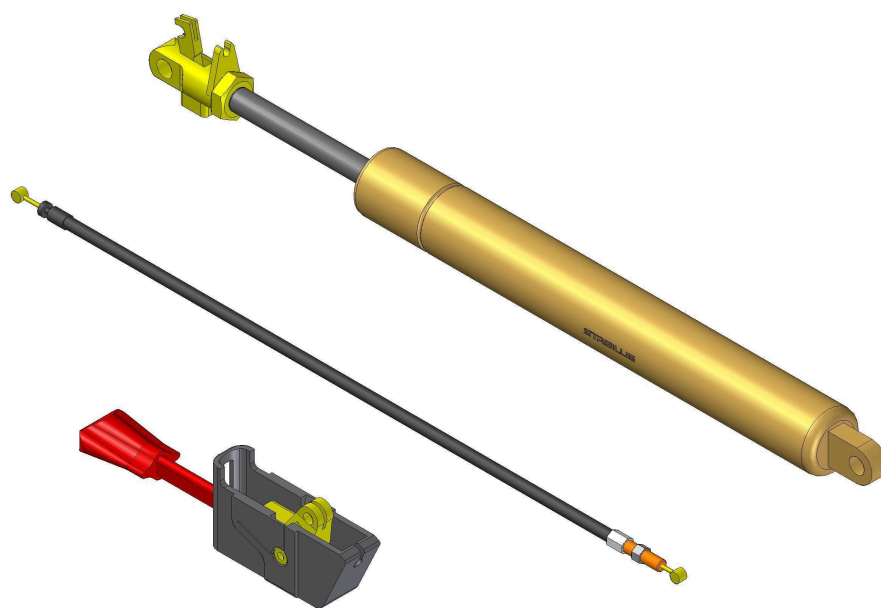


Figura 4.4: Cilindro Stabilus BLOC-O-LIFT e alcuni tra gli accessori disponibili che consentono il suo utilizzo.

Capitolo 5

Proposta ed analisi di una soluzione innovativa

Il nuovo telaio, che descriveremo in queste pagine, è stato concepito, principalmente, per rispondere a quei limiti cinematici e strutturali evidenziati nella versione precedente. La variante proposta risulta radicalmente modificata, è più snella e compatta, le masse sono totalmente distribuite sul centro della poltrona al fine di limitare le deformazioni per inflessione.

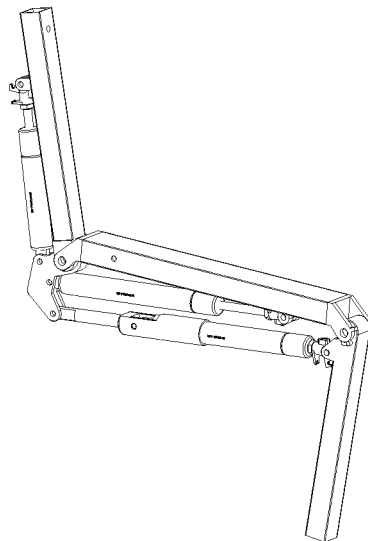


Figura 5.1: Il nuovo telaio proposto per la poltrona Ergotek

Limitare gli ingombri del telaio significa non occupare spazi che in futuro potranno essere adibiti ad altri dispositivi e a limitare il peso della poltrona facilitandone il suo spostamento.

Questa soluzione è stata concepita nell'ottica di una futura industrializzazione, cercando di adottare, per quanto possibile, dei componenti commerciali facilmente reperibili sul mercato (quali profilati in acciaio) piuttosto che richiedere la realizzazione di parti complesse realizzate per deformazione, fusione o per lavorazione alle macchine utensili; le parti più elaborate sono state disegnate in modo da costituire un unico codice al fine di poter sfruttare ripetutamente lo stesso pezzo del telaio per adempiere a funzioni simili.

La seduta m_2 è ora fissa e non più basculante, questo consente di scaricare tutto il peso dell'utilizzatore sul basamento, in particolare sulle cerniere O_1 ed O_2 : come si vedrà nel seguito, saranno così richieste minori forze per movimentare le varie parti costituenti.

La seduta forma con l'orizzontale un angolo costante pari a 5 gradi.

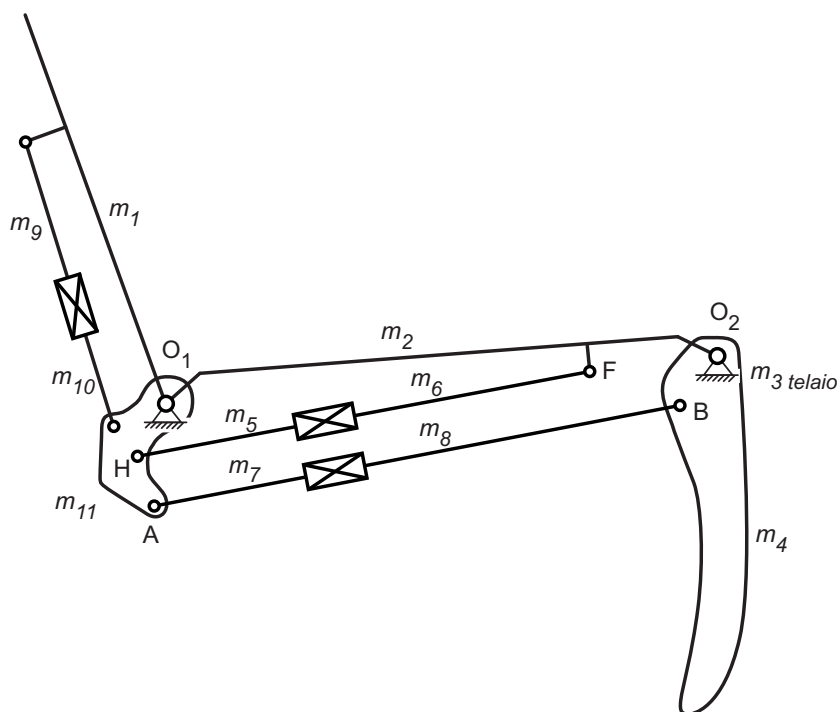


Figura 5.2: Meccanismo piano equivalente al nuovo telaio proposto

La trasmissione del movimento tra lo schienale m_1 ed il poggiatesta m_4 è stata realizzata attraverso un quadrilatero articolato O_1ABO_2 , dimensionato in modo da ottimizzare il raggiungimento degli angoli più confortevoli per la seduta, per la posizione di semi-relax e per la posizione distesa di relax.

Sono state adottate una serie di molle a gas a bloccaggio rigido del tipo *Stabilus BLOC-O-LIFT*, azionabili tramite comandi manuali che verranno disposti sotto il piano della seduta. In figura 5.2 le coppie prismatiche sono realizzate proprio da questa tipologia di dispositivi.

Comandando, ad esempio con una leva, una molla a gas si consente a questa di compiere una corsa in estensione o in compressione, rilasciando il comando si attiva un blocco idraulico che impedisce allo stelo della molla di scorrere rispetto al suo cilindro. L'azione della molla ha la direzione dell'estensione quindi per riportare lo stelo alla posizione di minima lunghezza per la molla è necessario applicare dall'esterno una forza capace di eseguire questo lavoro.

L'azionamento dello schienale è perciò meccanico necessita quindi dell'applicazione di forze esterne per movimentare le varie parti nelle operazioni di reclinamento.

Se si mantiene bloccato il dispositivo della molla a gas disposta dietro lo schienale, rappresentata dai membri m_9 ed m_{10} (rif. figura 5.2), si può ritenere che la manovella m_{11} sia solidale allo schienale e ruoti rigidamente assieme a quest'ultimo.

Analogamente, se si mantiene bloccato il dispositivo della molla a gas disposta sotto il piano della seduta, rappresentata dai membri m_7 ed m_8 , il poggiatesta m_4 ruoterà di angoli rigidamente collegati alla rotazione della manovella m_{11} .

È chiaro, quindi, che il blocco idraulico sulle molle a gas inibisce la movimentazione delle parti le quali possono considerarsi vincolate rigidamente e la loro funzione è, in questa condizione, solo quella di consentire la trasmissione del moto dallo schienale al poggiatesta.

La molla a gas rappresentata dai membri m_5 ed m_6 può ritenersi l'elemento attivo del telaio in quanto per consentire il reclinamento o il ritorno

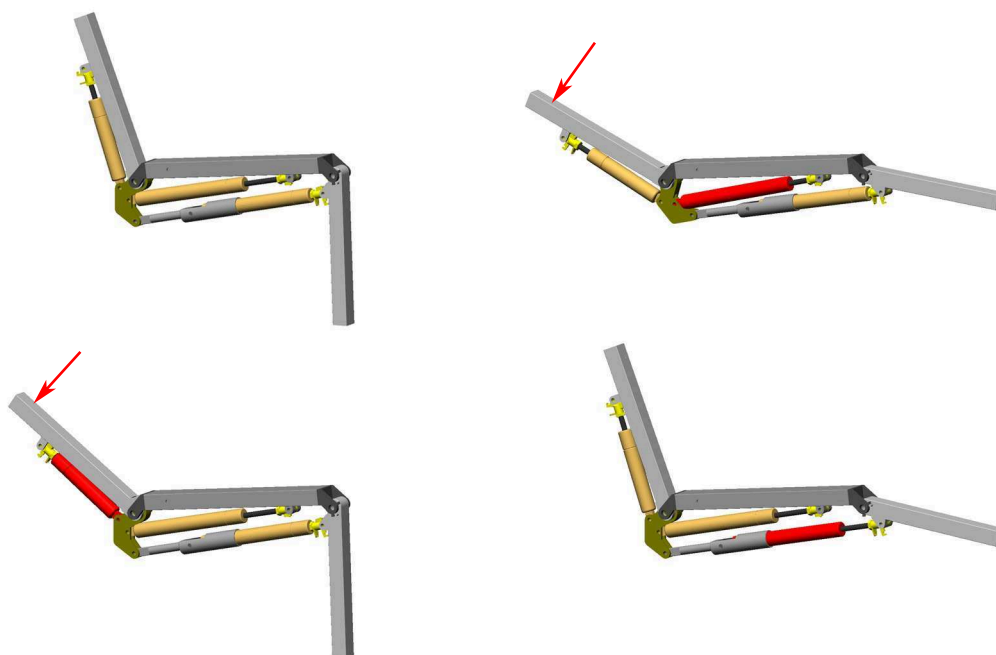


Figura 5.3: Alcune tra le combinazioni realizzabili attraverso il comando (in rosso) delle molle a gas e in alcuni casi a seguito di una spinta sulla parte da movimentare.

alla posizione eretta dello schienale è sempre richiesta la sua attivazione. Costituisce un elemento di primaria importanza per il cinematismo in quanto il suo dimensionamento, in termini di corsa e di spinta che può esercitare, determina o meno un corretto funzionamento del telaio in linea con le specifiche che si intendono rispettare.

In figura 5.3 si rappresentano i movimenti che il nuovo telaio proposto è capace di realizzare. Per convenzione si sono indicati di colore rosso i cilindri che devono essere comandati manualmente per realizzare il movimento raffigurato.

Per compiere il reclinamento è necessario attivare il comando della molla a gas posta subito sotto la seduta ed applicare una forza tale da consentire la compressione della molla stessa. Analogamente per ripristinare la posizione eretta bisogna attivare il comando di tale cilindro che se ben dimensionato fornisce la giusta spinta per movimentare lo schienale e accompagnare il movimento dell'utente.

A partire da una posizione qualsiasi è possibile modificare l'orienta-

mento dello schienale senza interessare il movimento delle parti restanti. Per imprimere questa configurazione è sufficiente attivare il cilindro posto dietro lo schienale stesso e spingere su questo con una forza sufficiente a comprimere la molla a gas.

Attivando il comando della molla a gas, che collega la manovella m_{11} con il poggiatesta m_4 è possibile variare l'orientamento di quest'ultimo sfruttando l'energia liberata dalla molla, senza interessare il movimento delle altre parti. Per ripristinare la posizione del poggiatesta è sufficiente mantenere attivo il comando della molla e imprimere con le gambe una pressione che varia in funzione della potenza del dispositivo e dei bracci di leva realizzati.

L'azionamento simultaneo di più comandi può infine consentire di comporre tutti i movimenti di base fin qui descritti. Con queste premesse è facile dedurre quali siano le potenzialità di una simile soluzione in termini di configurazioni raggiungibili. Diversamente, la soluzione precedente non consentiva allo schienale ed al poggiatesta di muoversi autonomamente e le possibilità di aggiungere altri gradi di libertà erano limitate da una struttura particolarmente complessa.

Analizzando attentamente la figura 5.3 è possibile notare che i vari membri, che costituiscono questa nuova soluzione, sono vincolati fra loro in modo che ciascun loro punto può descrivere solamente traiettorie parallele ad un piano. Questa proprietà ci consente di studiare il comportamento del telaio mediante l'analisi di un meccanismo piano equivalente rappresentato in figura 5.2: si tratta di un sistema costituito da undici membri collegati tra loro attraverso dodici coppie cinematiche di cui nove sono di tipo rotoidale e tre di tipo prismatico. Il numero di membri e di coppie sono cinematicamente aumentati in numero, rispetto alla versione precedente. In realtà si tratta di un aumento apparente, infatti, confrontando le figure (3.1) e (5.1) si può facilmente notare come il telaio sia stato notevolmente semplificato. Un maggior numero di membri è comunque giustificabile in quanto si è voluto aggiungere due gradi di libertà tra lo schienale ed i poggiatesta al fine di renderli mutuamente indipendenti in talune

configurazioni, infatti:

$$l = 3(m - 1) - 2c_1 - c_2 = 3 \quad (5.1)$$

dove con la solita notazione si è indicato:

- m = numero di membri;
- c_1 = numero di coppie cinematiche che lasciano un grado di libertà;
- c_2 = numero di coppie cinematiche che lasciano due gradi di libertà.

5.1 Sintesi del quadrilatero articolato piano generatore di funzione per tre posizioni finite

Per trasmettere il moto dallo schienale alla seduta si è utilizzato un quadrilatero articolato i cui lati maggiori fungono l'uno da telaio, l'altro da biella di trasmissione. Le due manovelle sono collegate da un lato allo schienale e dall'altro con il poggiapiedi. I quattro elementi che costituiscono il quadrilatero sono realizzati in modo da avere tutti lo stesso piano di simmetria. Il dimensionamento del quadrilatero deve essere effettuato nel rispetto degli angoli ottimali di seduta, i quali costituiranno il riferimento di qualità che si vorrà ottenere.

In questa analisi si considereranno i membri m_7 ed m_8 vincolati rigidamente e nella posizione di minima estensione per la molla a gas.

Con riferimento alla figura (5.4) sia, quindi, da dimensionare il quadrilatero articolato in modo che ad assegnate posizioni del membro O_1A , definite dagli angoli φ_i ($i=1, 2, 3$), corrispondano assegnate posizioni dell'asta O_2B , essendo queste ultime definite dagli angoli ψ .

Un siffatto sistema può intendersi come generatore della funzione

$$\psi = F(\varphi), \quad (5.2)$$

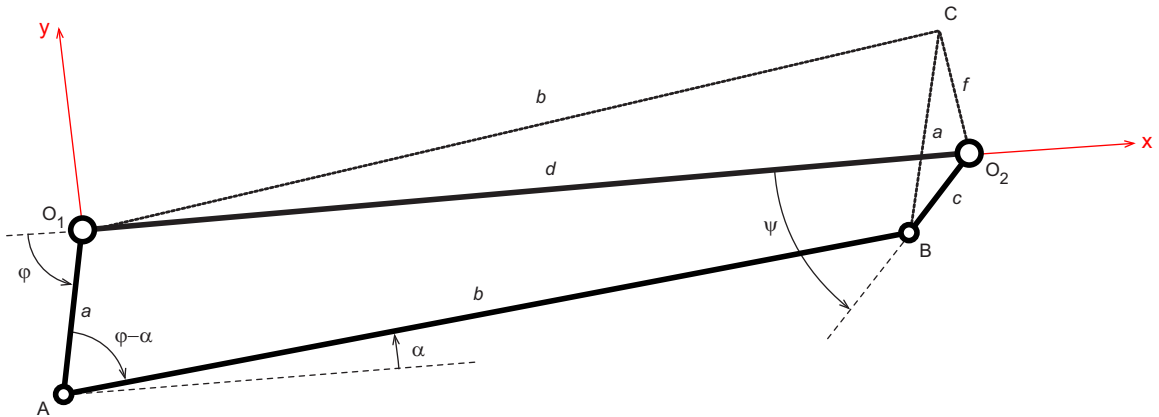


Figura 5.4: Meccanismo piano equivalente al nuovo telaio della poltrona Ergotek

ed il relativo procedimento di sintesi, basato su una particolare espressione dell'equazione di chiusura di un quadrilatero articolato, fu proposto da F. Freudenstein nel 1954.

In particolare, con riferimento alla figura (5.4), allorchè si proiettino sulla O_1O_2 le lunghezze dei lati a , b , c e d , si ottiene l'equazione:

$$-a \cos \varphi + b \cos \alpha = d - c \cos \psi, \quad (5.3)$$

essendo φ , α , e ψ gli angoli che il movente O_1A , AB ed il cedente O_2B formano rispettivamente con il telaio.

Inoltre, costituito il parallelogramma O_1ABC , restano definiti i triangoli O_1CO_2 e BCO_2 , per il quali, detta f la misura del lato comune CO_2 , risulta rispettivamente,

$$f^2 = a^2 + c^2 - 2ac \cos(\varphi - \psi), \quad (5.4)$$

ed

$$f^2 = b^2 + d^2 - 2bd \cos(\alpha). \quad (5.5)$$

Eguagliando i secondi membri delle (5.4) e (5.5) segue

$$b \cos \alpha = \frac{a^2 + c^2 - 2ac \cos(\varphi - \psi) - b^2 - d^2}{-2d} \quad (5.6)$$

D'altra parte, poichè la (5.3) può scriversi nella forma

$$b \cos \alpha = d - c \cos \psi + a \cos \varphi, \quad (5.7)$$

dal confronto di quest'ultima con la (5.5) si deducono le relazioni

$$R_1 = \frac{d}{c}, \quad (5.8)$$

$$R_2 = \frac{d}{a}, \quad (5.9)$$

$$R_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac}, \quad (5.10)$$

Quindi, assegnate tre coppie di valori (φ_1, ψ_1) , (φ_2, ψ_2) , (φ_3, ψ_3) , la (5.6) dà luogo al seguente sistema algebrico

$$R_1 \cos \varphi_1 - R_2 \cos \psi_1 + R_3 = \cos(\varphi_1 - \psi_1) \quad (5.11)$$

$$R_1 \cos \varphi_2 - R_2 \cos \psi_2 + R_3 = \cos(\varphi_2 - \psi_2) \quad (5.12)$$

$$R_1 \cos \varphi_3 - R_2 \cos \psi_3 + R_3 = \cos(\varphi_3 - \psi_3) \quad (5.13)$$

la cui soluzione è unica e fornisce i valori delle grandezze espresse dalle (5.8), (5.9), (5.10).

Tabella 5.1: Angoli di seduta ideali e rispettiva conversione agli angoli φ e ψ

Posizione	Angolo ideale	Angolo ideale	φ	ψ
	schienale - seduta	poggiapiedi - seduta		
	[deg]	[deg]	[deg]	[deg]
Eretta	105	85	78	50
Semi-relax	128	133	101	88
Relax	175	175	148	130

In definitiva, assegnato un valore alla lunghezza d del telaio, i rimanenti lati restano univocamente definiti, con l'avvertenza che i valori negativi dei parametri sono da riguardare in senso vettoriale nel disegno della configurazione assunta dal sistema. In accordo con quanto riportato

al paragrafo 1.1.1 circa le dimensioni consigliate per la profondità di seduta, scegliendo $d=432$ millimetri e gli angoli specificati nella tabella (5.1), si ottengono i seguenti risultati:

$$R_1 = 8,5965$$

$$R_2 = 4,9429$$

$$R_3 = 2,7872$$

cui seguono dalle (5.8), (5.9), (5.10) i valori consigliati per la lunghezza delle manovelle e della biella del quadrilatero articolato:

$$a = 87,40mm$$

$$b = 415,10mm$$

$$c = 50,25mm$$

nel rispetto delle corse disponibili per le molle a gas, scelte da catalogo della *Stabilus*, si adotteranno le seguente misure:

$$a = 80mm$$

$$b = 421,3mm$$

$$c = 46mm$$

Per eseguire compiutamente le operazioni di trasmissione del moto da schienale a poggiatesta e per movimentare quest'ultimo indipendentemente dalle altre parti è sufficiente disporre di molle a gas aventi una corsa maggiore o uguale a 70 millimetri. La molla a gas ausiliaria che viene sistemata dietro il piano dello schienale ha la sola funzione di rendere l'angolo di appoggio ulteriormente regolabile ed indipendente dal movimento delle altre parti; si ottengono delle rotazioni interessanti adottando una

molla con corsa di 40 millimetri.

5.2 Analisi cinematica del sistema articolato e- quivalente

Il dimensionamento di massima del quadrilatero articolato, eseguito secondo le specifiche riportate nel paragrafo precedente, può essere verificato con le stesse modalità adottate per il primo telaio studiato. Si esegue così l'analisi cinematica per l'alternativa proposta al fine di poter stabilire quanto sia in grado di realizzare angoli quanto più prossimi a quelli ottimali per le posizioni di semi-relax e di relax.

Si scrivono, quindi, le equazioni di chiusura, rispetto alla terna fissa (O_1, x, y) :

$$-a \cos \varphi + b \cos \alpha = d - c \cos \psi \quad (5.14)$$

$$a \sin \varphi - b \sin \alpha = c \sin \psi \quad (5.15)$$

Eliminando i termini in α tra la (5.14) e la (5.15) si ottiene una relazione tra gli angoli φ e ψ del tipo:

$$A \sin \psi + B \cos \psi = C \quad (5.16)$$

dove:

$$A = a \sin \varphi \quad (5.17)$$

$$B = d + a \cos \varphi \quad (5.18)$$

$$C = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2c} + \frac{ad}{c} \cos \varphi \quad (5.19)$$

dalla (5.16), ricordando che:

$$\sin \psi = \frac{2 \tan \frac{\psi}{2}}{1 + x} \quad (5.20)$$

$$\cos \psi = \frac{1 - \tan^2 \frac{\psi}{2}}{1 + \tan^2 \frac{\psi}{2}}$$

si ottiene:

$$\psi = 2 \arctan \left(\frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right) \quad (5.21)$$

ovvero due distinti valori per ψ corrispondenti alle due configurazioni possibili del quadrilatero. Nel rispetto delle funzionalità del quadrilatero la sola soluzione da ritenersi valida è quella per cui:

$$\psi = 2 \arctan \left(\frac{A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right) \quad (5.22)$$

Noto così il valore di ψ , dalla (5.15), si può ricavare α come segue:

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{a \sin \varphi - c \sin \psi}{b} \right) \quad (5.23)$$

Tali risultati consentono di studiare l'andamento dell'angolo ψ al variare dell'angolo φ , quindi di valutare con che rapporto varia l'orientamento del poggiatesta in funzione di una rotazione finita dello schienale.

In figura 5.5 si riportano le curve caratteristiche quale sintesi dei risultati appena conseguiti; per convenzione si sono prese come posizioni angolari di partenza quelle assunte dal telaio nella configurazione eretta e gli orientamenti indicati sono sempre riferiti al piano della seduta.

Confrontando i risultati ottenuti con i dati di tabella 5.1 si può asserire che il nuovo telaio è capace di raggiungere fedelmente tutte le posizioni di semi-relax e di relax.

Disponendo di una seduta fissa non si hanno più i benefici che si avevano nel precedente modello per contrastare il fenomeno dello scorrimento tra schiena e cuscino dello schienale, anche se non erano evidenti. Il centro O_1 di istantanea rotazione per l'asta dello schienale sarà in ogni condizione differente dal centro di rotazione tra glutei e schiena dell'utilizzatore: ne consegue uno scorrimento relativo tra le superfici di contatto nell'atto del reclinamento. Questo aspetto è di primaria importanza per garantire un comfort elevato e deve essere attentamente valutato al fine di

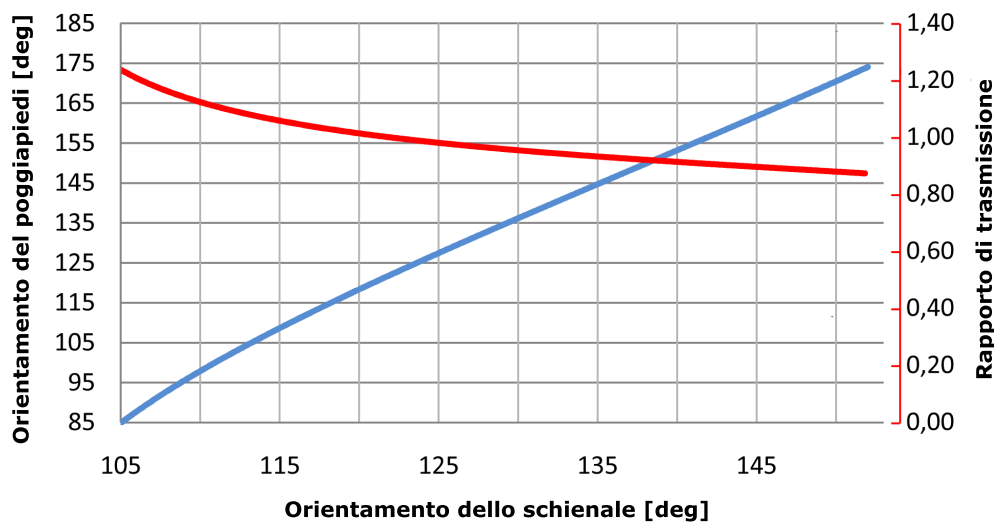


Figura 5.5: Relazione tra gli orientamenti dello schienale e del poggiatesta (linea di colore blu) e relativo rapporto di trasmissione (linea di colore rosso)

ridurre gli effetti negativi. Si vedrà nel seguito come sia possibile adottare delle soluzioni che consentano la movimentazione dei cuscini di seduta senza alterare le altre caratteristiche cinematiche e cinetostatiche del telaio.

5.3 Analisi cinetostatica del sistema articolato

L'efficienza della variante proposta non può basarsi unicamente sul rapporto di trasmissione che questa è capace di realizzare bensì devono essere verificati i giusti requisiti affinché le forze in gioco siano distribuite equamente su tutta la struttura e che la stessa sia capace di realizzare i movimenti richiesti, qualunque siano le sollecitazioni impresse.

Si rende necessario studiare quale rapporto vi sia tra il peso caricato sulla seduta e l'entità delle forze da applicare allo schienale, per eseguire compiutamente il ribaltamento dello stesso.

Per generare una prova che costituisca un termine di paragone, tra il precedente telaio costruito e questa alternativa proposta, si suggerisce di adottare le stesse modalità specificate nella norma UNI EN 1728/00 che

disciplina i metodi di prova per la determinazione della resistenza e della durabilità delle sedute.

Analogamente a quanto riportato per la vecchia soluzione, si applica una forza concentrata pari alla forza peso massima ammessa (1500 N), sul centro del telaio ad una distanza pari a 240 millimetri dalla cerniera di collegamento tra lo schienale e la seduta; il punto di applicazione della forza sullo schienale avrà una distanza pari a 325 millimetri, diretta nel verso di reclinamento (rif. figura 5.6). La seduta non è più basculante quindi il contributo della forza peso sulla seduta sarà nullo in quanto nulli saranno gli spostamenti del suo punto di applicazione.

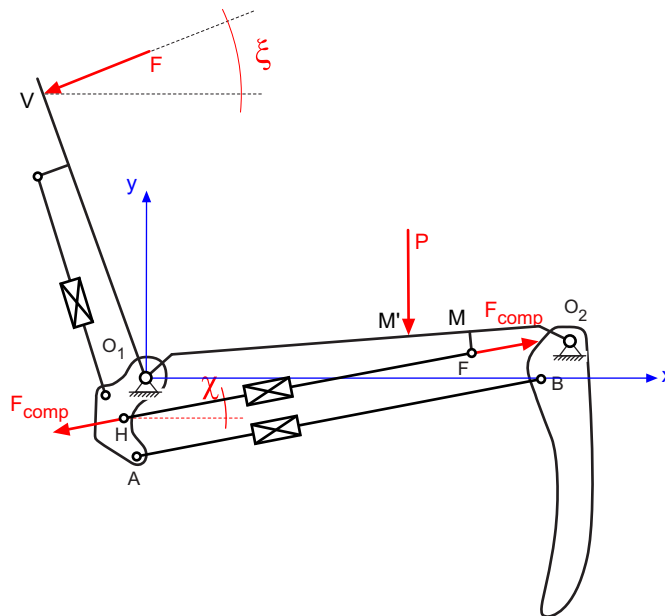


Figura 5.6: Modalità di prova per determinare la spinta necessaria sullo schienale

Per generare una spinta sullo schienale è necessario fare leva con i glutei sulla seduta, le braccia spingono sui braccioli e sul poggiatesta grava il peso delle gambe fino all'altezza del ginocchio. Si suppone, come fatto in passato per la prima soluzione, di poter trascurare sia la spinta eseguita dalle braccia sia il peso delle gambe sul poggiatesta in quanto non costituiscono una percentuale significativa delle forze in gioco: si stima, infatti, che la spinta delle gambe sul poggiatesta non possa superare in

generare gli 80 Newton, in più l'utente potrebbe non avere le capacità motorie per spingere sui braccioli con le braccia.

La prova che si esegue con queste ipotesi prescinde dai contributi che esercitano passivamente le masse dei vari componenti; è utile altresì per eseguire un confronto con il telaio precedente di cui si è discusso al Cap. 3, in particolar modo per studiare come vengano trasmesse le forze sui vari membri che lo costituiscono.

L'approccio avviene anche in questo caso secondo due modalità: una numerica, applicando il principio dei lavori virtuali ed una eseguita con l'ausilio del calcolatore, tramite simulazione con software dedicato.

Questo confronto ci consente di verificare l'attendibilità dei risultati che è possibile dedurre dalla simulazione. Qualora lo scarto tra i valori dedotti dai due metodi siano accettabili si può pensare di utilizzare il calcolatore per ottenere dei risultati su un sistema più complesso dove poter aggiungere tutti quei contributi che gravano sul telaio e studiare un sistema che riproduca più fedelmente la situazione reale.

5.3.1 Analisi numerica mediante il principio dei lavori virtuali

Applicando il principio dei lavori virtuali è possibile calcolare puntualmente il valore della forza F da applicare allo schienale una volta assegnato il valore della forza F_{comp} di reazione alla compressione della molla a gas.

Non si considerano per ipotesi gli effetti dovuti dalle forze di attrito dei giunti rotoidali.

Si procede considerando i lavori generati da tutte le forze presenti sul telaio, quindi tutti gli spostamenti generati da una rotazione finita dell'angolo α ; l'equilibrio totale della struttura si ottiene annullando la somma di tutti i lavori i cui segni sono funzione della direzione della forza e dello spostamento ad essa relativo rispetto ad una terna fissa presa come riferimento.

Nell'applicare il principio dei lavori virtuali bisogna tenere in considerazione il fatto che, per un determinato valore dell'inclinazione dello schienale, gli incrementi dell'ordinata del punto H cambiano verso, passando da un valore negativo ad un valore positivo: il lavoro ad essi associato invertirà di segno.

Si distinguono quindi, al variare dell'angolo α , i due seguenti casi:

- $(\alpha + \widehat{VO_1H} < 270^\circ)$: $(110^\circ \leq \alpha \leq 139^\circ)$

$$F \cos \xi \cdot \Delta x_V + F \sin \xi \cdot \Delta y_V + F_{comp} \sin \xi \cdot \Delta y_H + \\ - F_{comp} \cos \xi \cdot \Delta x_H = 0 \quad (5.24)$$

- $(\alpha + \widehat{VO_1H} > 270^\circ)$: $(139^\circ < \alpha \leq 153^\circ)$

$$F \cos \xi \cdot \Delta x_V + F \sin \xi \cdot \Delta y_V - F_{comp} \sin \xi \cdot \Delta y_H + \\ - F_{comp} \cos \xi \cdot \Delta x_H = 0 \quad (5.25)$$

dove con la notazione adottata per il telaio precedente:

- $\Delta x_i, \Delta y_i$: rappresentano rispettivamente gli spostamenti incrementali x_i ed y_i del punto i –esimo lungo le ascisse e le ordinate della terna fissa considerata, ($i=F, H, M', V$),
- ϑ : l'angolo di inclinazione della terna (O_1, x, y) rispetto al piano orizzontale parallelo al pavimento = 5° ,
- ξ : la direzione rispetto l'asse x della forza F applicata allo schienale = $\alpha - 90^\circ$.
- χ : angolo che individua la retta di azione della forza F_{comp} rispetto alla terna fissa

$$\chi = \arctan \frac{y_F - y_H}{x_F - x_H} \quad (5.26)$$

La forza F è applicata nel punto V e la sua direzione è sempre ortogonale al piano dello schienale quindi al segmento di estremi VO_1 ; l'angolo

$V\widehat{O_1}H$ dipende dall'estensione della molla a gas posta dietro lo schienale: in questa analisi consideriamo quest'ultima nella posizione di massima estensione e con blocco rigido inserito in modo da poter ipotizzare che lo schienale m_1 e la monovella di trasmissione m_{11} costituiscano un unico elemento .

Note le distanze tra i vari membri è possibile determinare le coordinate dei punti di applicazione delle forze considerate e gli angoli che queste formano con l'asse (O_1, x, y) preso come riferimento:

$$x_F = O_1M \cos(\vartheta) + MF \sin(\vartheta)$$

$$y_F = O_1M \sin(\vartheta) - MF \sin(\vartheta)$$

$$x_H = -O_1H \cos(\alpha + V\widehat{O_1}H - \pi)$$

$$y_H = -O_1H \sin(\alpha + V\widehat{O_1}H - \pi)$$

$$x_H = O_1V \cos(\alpha)$$

$$y_H = O_1V \sin(\alpha)$$

Le (5.24) e (5.25) sono una funzioni lineari nella sola variabile α ; la loro soluzione può essere determinata, puntualmente, mediante un algoritmo processato numericamente tramite un programma di calcolo numerico, come ad esempio il Matlab; tale algoritmo prevede una prima fase di input dove vengono dichiarati i valori delle forze che competono alla forza peso e alla forza di compressione della molla idro-pneumatica. La dichiarazione della forza peso non comporta una variazione dei risultati ottenibili ma è concettualmente importante per puntualizzare quanto il valore della forza F calcolata sia indipendente dal suo valore.

Successivamente devono essere dichiarate le quote costruttive del telaio e le distanze dei punti di applicazione delle forze dalla cerniera posta in O_1 . Una terza ed ultima fase prevede la dichiarazione delle condizioni iniziali che inizializzano il processo di calcolo a partire da un valore asseg-

nato della variabile α .

La sequenza delle operazioni eseguite da tale algoritmo sono deducibili dalle istruzioni che si riportano nel prossimo paragrafo.

5.3.2 Algoritmo di calcolo numerico per Matlab

Si riporta il listato dell'algoritmo utilizzato per il calcolo numerico dei valori della forza F calcolata applicando al telaio il principio dei lavori virtuali.

```
%Inizio algoritmo di calcolo per Matlab
%Dichiarazione delle Forze in gioco
P=1500;
Fcomp=1500;
%Dichiarazione delle dimensioni caratteristiche
%del telaio
O1V=325;
O1H=46;
O1M=333;
MF=3.5;
%dichiarazione degli angoli fissi tra i membri del telaio
VO1H=131*pi/180;
%dichiarazione del primo valore dell'angolo alfa in
%radianti rispetto al
%piano orizzontale
alfa=(105+5)*pi/180;
%condizioni iniziali, posizioni di partenza dei
%punti caratteristici
xF=O1M*cos(5*pi/180)+MF*sin(5*pi/180);
yF=O1M*sin(5*pi/180)-MF*cos(5*pi/180);
xH_in=O1H*cos(alfa+VO1H);
yH_in=O1H*sin(alfa+VO1H);
xV_in=O1V*cos(alfa);
yV_in=O1V*sin(alfa);
k=1;
```

```
% creo vettore di inizializzazione per le ascisse
%e per le ordinate
step=.001;
X=[1.92:step:2.68];
F=zeros(size(X));
%Soluzione dell'equazione lineare col principio dei
%lavori virtuali in
%di assenza di attrito per alfa = da 110 a 139 deg (escluso)
for alfa = 1.92:step:2.42
    xH_fin=O1H*cos(alfa+VO1H);
    yH_fin=O1H*sin(alfa+VO1H);
    xV_fin=O1V*cos(alfa);
    yV_fin=O1V*sin(alfa);
    delta_xV=abs(xV_fin-xV_in);
    delta_yV=abs(yV_fin-yV_in);
    delta_xH=abs(xH_fin-xH_in);
    delta_yH=abs(yH_fin-yH_in);
    Xi=alfa-(pi/2);
    chi=atan(abs(yF-yH_fin)/abs(xF-xH_fin));

    F(k)=Fcomp*((delta_xH*cos(chi)
        -delta_yH*sin(chi))/(delta_xV*cos(Xi)
        +delta_yV*sin(Xi)));

    xV_in=xV_fin;
    yV_in=yV_fin;
    xH_in=xH_fin;
    yH_in=yH_fin;
    k=k+1;
    Xdeg=X*180/pi;
end
%Soluzione dell'equazione lineare col principio dei lavori
%virtuali in assenza di attrito per 139 < alfa <= 153 deg
for alfa = 2.42:step:2.67
    xH_fin=O1H*cos(alfa+VO1H);
```

```

yH_fin=O1H*sin(alfa+VO1H);
xV_fin=O1V*cos(alfa);
yV_fin=O1V*sin(alfa);
delta_xV=abs(xV_fin-xV_in);
delta_yV=abs(yV_fin-yV_in);
delta_xH=abs(xH_fin-xH_in);
delta_yH=abs(yH_fin-yH_in);
Xi=alfa-(pi/2);
chi=atan(abs(yF-yH_fin)/abs(xF-xH_fin));

F(k)=Fcomp*((delta_xH*cos(chi)+delta_yH*sin(chi))/
            (delta_xV*cos(Xi)+delta_yV*sin(Xi)));

xV_in=xV_fin;
yV_in=yV_fin;
xH_in=xH_fin;
yH_in=yH_fin;
k=k+1;
Xdeg=X*180/pi;
end
plot(Xdeg, F);
%Fine algoritmo di calcolo per Matlab

```

Determinati i valori della forza F nell'intervallo di variazione dell'angolo α si confrontano i risultati ottenuti, sulla stessa struttura, mediante una simulazione al calcolatore eseguita mediante il software di simulazione (VisualNastran 4D).

5.3.3 Simulazione mediante software tipo multibody

L'analisi numerica appena completata ha fornito puntualmente i valori della forza F necessaria ad equilibrare il sistema soggetto a forze esterne note.

Si ricercheranno ora gli stessi risultati adottando un software di simulazione tipo multibody: il Visual Nastran 4D.

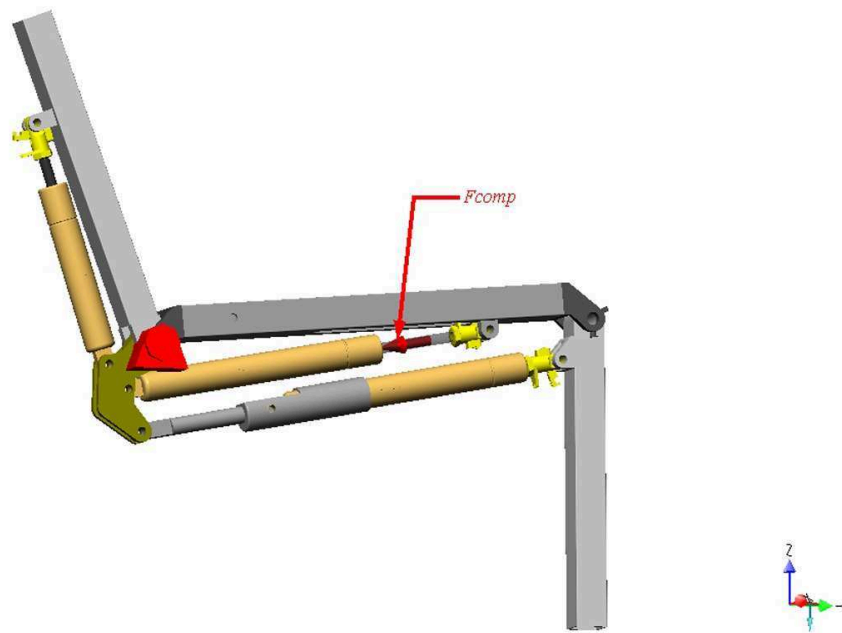


Figura 5.7: Impostazione delle modalità di prova su ambiente Visual Nastran 4D.

A tal proposito possiamo pensare di non considerare il contributo della forza peso P che viene interamente equilibrata dalla seduta m_2 e non influisce sull'entità delle forze necessarie a completare i movimenti come già specificato precedentemente. Si considera il solo contributo della F_{comp} che esercita una spinta sul cilindro della molla a gas e la cui direzione è vincolata dal giunto prismatico che lega lo stelo della molla a gas al suo cilindro. La sua reazione uguale e contraria si scarica sul telaio nel punto F. Tale punto è fisso quindi il lavoro della forza ad esso associato sarà nullo.

Considerando, infine, l'asta dello schienale infinitamente rigida, possiamo trasportare la forza F dal punto di applicazione V al punto O_1 e ivi imprimere il momento torcente equivalente.

Il momento da applicare è incognito ed è il risultato che ci proponiamo di ottenere dalla simulazione.

Immaginiamo ora di poter sostituire al giunto rotoidale nel punto O_1 , di collegamento tra l'asta dello schienale e della seduta, un motore capace di realizzare una certa velocità angolare costante (nella figura 5.7 è rappresentato in rosso) indipendentemente dai carichi applicati; tramite gli

strumenti disponibili sul Visual Nastran 4D è possibile eseguire delle misurazioni rispetto agli assi di una terna mobile opportunamente definita oppure selezionando direttamente le parti o i vincoli di interesse.

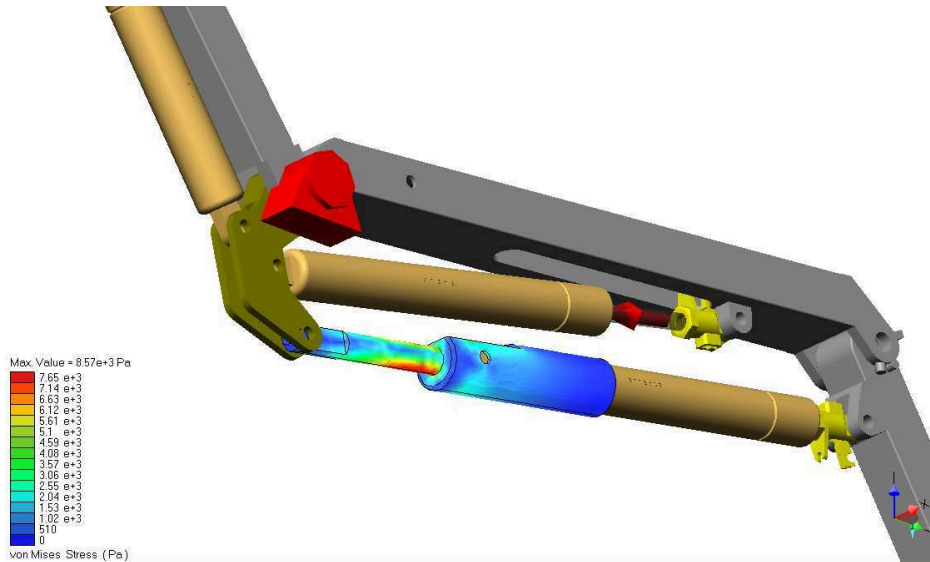


Figura 5.8: Interrogazione sulle sollecitazioni delle parti realizzabile durante la simulazione.

Se si richiede quale momento sia necessario per movimentare lo schienale con una certa velocità angolare e si divide questo valore puntualmente per il braccio, si ottiene proprio il valore della F ricercata.

La figura 5.9 mostra un esempio delle maschere di controllo impostate per ottenere i valori della forza F . È possibile distinguere nella maschera delle *properties* la misurazione dell'oggetto *Body[12]*, che corrisponde all'asta dello schienale. Alcune informazioni aggiuntive (*Body[12].r.x*) consentono di dichiarare cosa si intende registrare: nell'esempio di figura si misura la rotazione del componente attorno al suo asse x .

Il grafico di figura 5.9 raccoglie questo valore e lo assegna come suo parametro per l'asse delle ascisse. Per l'asse delle ordinate si assegnano i valori registrati dall'*output* cui fa riferimento la casella *y1*. L'espressione che si può intravedere viene creata per eseguire la lettura del momento resistente registrato sul motore. Dividendo i valori ottenuti da questa espressione per la distanza tra i punti V ed O_1 si ottengono i valori della forza F sull'asse delle ordinate.

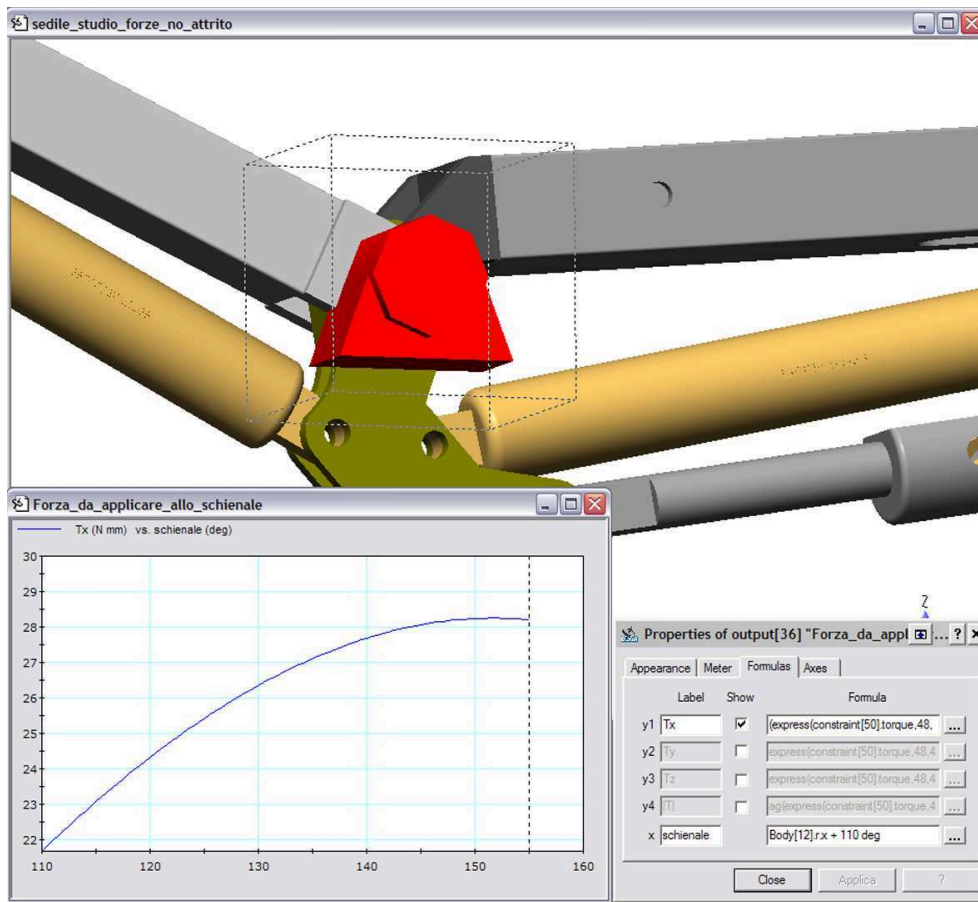


Figura 5.9: Esempio di interrogazione del momento resistenze registrato sul motore dalla simulazione.

5.3.4 Confronto dei risultati numerici e quelli ottenuti dalla simulazione

Nelle figure (5.10) e (5.11) si riporta un confronto tra i risultati ottenuti tramite l'analisi numerica ottenuta applicando il principio dei lavori virtuali e quelli ottenuti mediante simulazione in due configurazioni limite, assegnando ad F_{comp} prima un valore pari a 200 N poi pari a 1500 N; questi rappresentano il valore minimo ed il massimo per la forza che la molla a gas può esercitare sulla manovella di comando m_{11} . Lo scostamento è minimo ed inferiore a poche unità di forza: questo ci consente di asserire quanto siano attendibili i dati dedotti tramite la simulazione.

Lo scostamento è, inoltre, limitato in quanto in questa trattazione si

può disporre dei valori precisi delle quote e degli angoli, diversamente da quanto accadeva per le analisi del primo telaio.

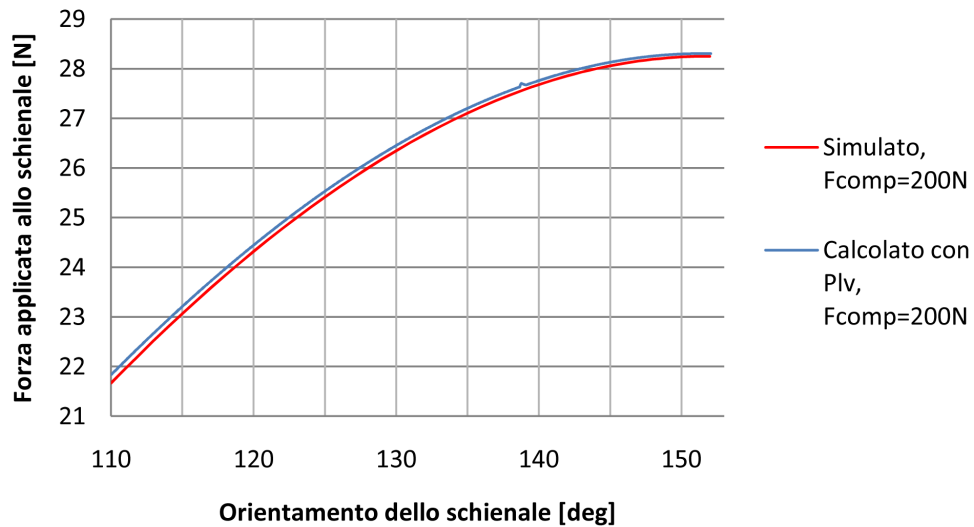


Figura 5.10: Confronto tra i risultati dedotti dal principio dei lavori virtuali (PIV) e la simulazione al calcolatore per minimi valori della forza F_{comp} della molla a gas.

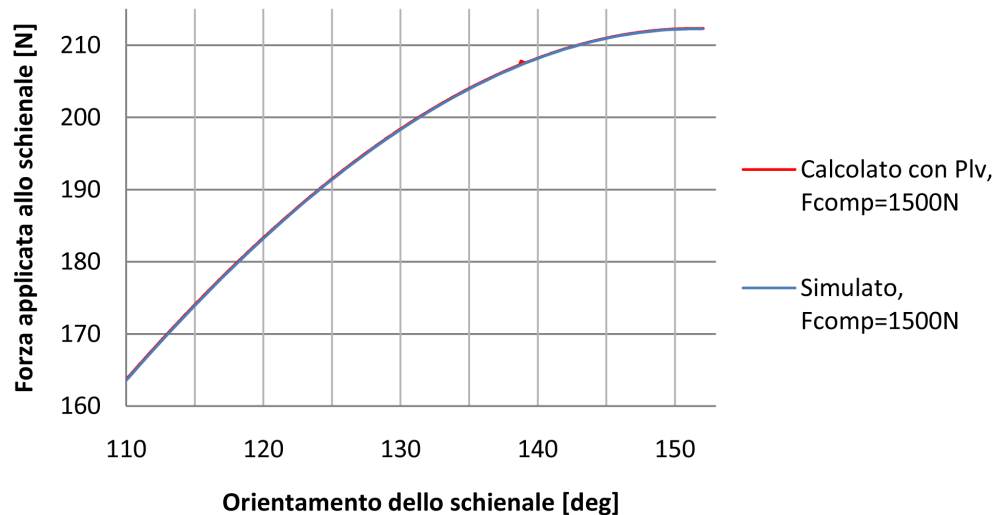


Figura 5.11: Confronto tra i risultati dedotti dal principio dei lavori virtuali (PIV) e la simulazione al calcolatore per massimi valori della forza F_{comp} della molla a gas.

5.4 Considerazioni sull'attrito tra le parti in movimento

Nella costruzione di poltrone, i giunti rotoidali sono costituiti generalmente da boccole di materiale plastico o metallico a seconda dei carichi richiesti. Tali applicazioni consentono di ottenere ridotti valori del coefficiente di attrito sia statico che dinamico; molto più raramente si adottano dei cuscinetti a sfere i quali, oltre a costituire un maggior costo, richiedono un ingombro che può, talvolta, risultare intollerabile.

Ove si intenderà adottare delle boccole è consigliabile, nel calcolo delle forze in gioco, considerare i contributi dovuti all'attrito al fine di scongiurare fenomeni di impuntamento: quest'ultimo può causare l'impossibilità di ottenere la rotazione desiderata delle parti, qualunque siano i valori di forza impressi su schienale, seduta e su poggiatesta.

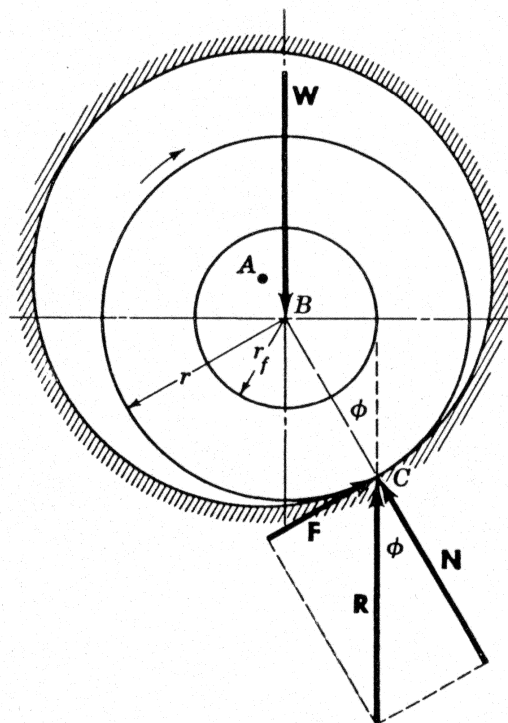


Figura 5.12: Disposizione delle forze in un giunto rotoidale con attrito e gioco tra le parti.

E' noto, infatti, che in presenza di attrito le forze subiscono una variazione della loro direzione in funzione del loro verso e delle velocità angolari che i giunti hanno rispetto alle parti ad essi adiacenti. Il rapporto tra la forza di attrito F , che si sviluppa su una superficie o su un punto e la forza normale N applicata sul corpo in movimento è data da:

$$\tan \phi = \frac{F}{N} = \frac{\mu N}{N} = \mu \quad (5.27)$$

L'angolo ϕ tra la risultante delle forze e la forza normale è chiamato *angolo di attrito*.

La rappresentazione mediante i cerchi di attrito costituiscono uno dei metodi di soluzione per l'analisi grafica di un giunto cilindrico. In figura 5.12 il giunto di centro B ruota con verso orario e a causa dell'attrito, l'albero risale sul lato destro della superficie del mozzo che lo contiene. Questo implica che la forza N non ha la stessa linea di azione del carico W . Una forza di attrito $F = \mu N$ esiste unicamente se è presente la forza normale N . La risultante R della forza di attrito F e della forza normale N è uguale ed opposta a W ed è applicata nel punto C . Il circolo viene costruito sul centro B , tangente alla linea di azione della risultante R , è chiamato *cerchio di attrito*.

Il suo raggio è:

$$r_f = r \sin \phi = r \tan \phi = \mu r \quad (5.28)$$

dove per piccoli valori dell'angolo è plausibile effettuare la seguente approssimazione: $\sin \phi = \tan \phi$.

L'equazione (5.28) mostra che il raggio del circolo di attrito non dipende dalla direzione della forza bensì dal raggio del giunto cilindrico e dal coefficiente di attrito del materiale utilizzato. Il circolo di attrito viene utilizzato per localizzare la linea di azione della forza tra il giunto cilindrico e il suo perno. Costruito il circolo di attrito la forza sarà sempre ad esso tangente, il verso di tangenza è definito dal verso di rotazione delle parti ad esso adiacenti come mostrato in figura 5.13 dove sono riassunti tutti i casi che si possono presentare.

In riferimento alla figura 5.6, si consideri di aggiungere i contributi

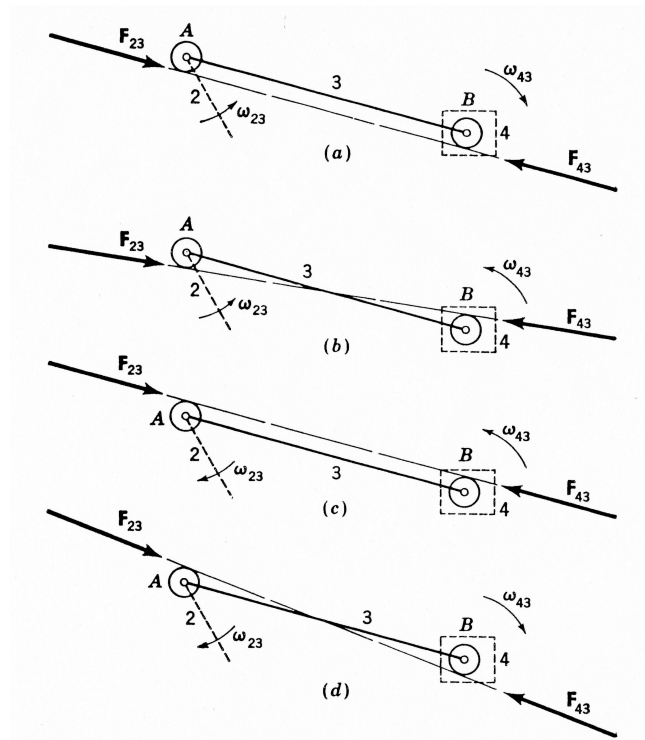


Figura 5.13: In presenza di attrito le forze saranno sempre tangenti ai cerchi. Il verso di tangenza dipende dal verso di rotazione dei membri adiacenti.

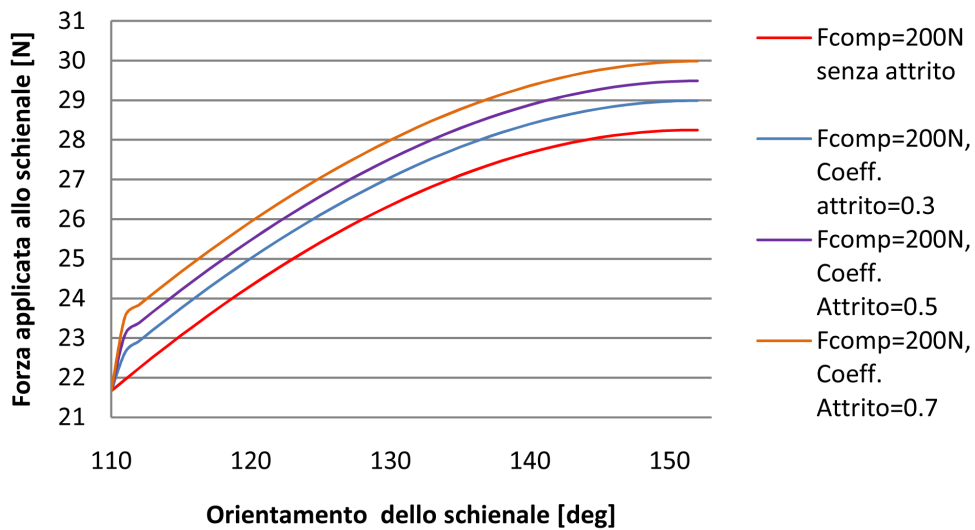


Figura 5.14: Caratteristica della forza da applicare nel caso di presenza di attrito rotoidale

delle forze di attrito nei punti A, B, F ed H : si desidera determinare, con queste nuove ipotesi, per quali valori della forza F si ottiene puntualmente il reclinamento dello schienale. La molla pneumatica costituita dai membri m_5 ed m_6 è soggetta ad una forza di compressione mentre i membri ad essa adiacenti compiono delle rotazioni finite; la situazione può essere paragonata a quella di figura 5.13a. Assegnando differenti valori del coefficiente di attrito, si assisterà ad un aumento dei raggi dei cerchi di attrito, aventi centro nei punti H e F e rispetto ai quali la linea di azione della forza di compressione F_{comp} è tangente; Aumentando il valore del raggio del cerchio di attrito, aumenterà anche il momento esercitato dalla F_{comp} rispetto al punto O_1 in quanto aumenta la distanza della linea di azione da questo punto.

Nei punti A e B i cerchi di attrito hanno raggio nullo in quanto per le ipotesi effettuate sul poggiapiedi non grava alcuna forza quindi la biella di estremi A e B è scarica.

In figura 5.14 si riportano le caratteristiche delle forze ottenute variando il valore del coefficiente di attrito delle coppie rotoidali nei punti H ed F avendo preso come riferimento un valore costante della F_{comp} pari a 200 N .

I risultati appena conseguiti ci consentono di affermare che tramite il programma di simulazione è possibile descrivere fedelmente il comportamento del telaio anche in condizioni di attrito. Questa corrispondenza tra i risultati analitici e quelli ottenuti con simulazione ci suggerisce di adottare il calcolatore per ottenere una analisi più complessa sul telaio e impostare un ambiente che sia quanto più vicino alle condizioni reali.

Analizzando attentamente i diagrammi rappresentati nelle figure 5.10, 5.11 e 5.14 è possibile affermare che la discesa dello schienale richiede una forza che è massima in prossimità della posizione di relax. In tale posizione il peso del corpo grava sullo schienale facilitandone la discesa. Altro aspetto positivo si riscontra dal fatto che a partire dalla posizione eretta non sono richieste forze elevate per impartire il reclinamento.

Avere la forza massima nella posizione di relax, inoltre, significa avere a disposizione un valore massimo per il momento generato dalla F_{comp} ;

questo significa avere a disposizione una spinta maggiore per riportare lo schienale alla posizione eretta.

5.5 Sedili a configurazione variabile

Analizzando la cinematica del primo telaio analizzato, nelle fasi di reclinamento e riposizionamento alla configurazione eretta, è risultato un considerevole scorrimento nel punto di contatto tra la schiena ed il cuscino. Questo fenomeno si verifica in quanto lo schienale ruota attorno ad un punto che sarà sempre diverso dal punto in cui la schiena ruota attorno al bacino.

Il moto relativo è la causa di strisciamento tra le superfici nel punto di contatto. L'entità di questo fenomeno è funzione della posizione di seduta e della distanza tra i punti di rotazione di schiena e schienale. Lo studio dello scorrimento è importante in quanto può indurre sull'utilizzatore, nelle fasi di spinta sullo schienale per eseguire il reclinamento, un sollevamento dei vestiti compromettendo quindi la sensazione di comfort della poltrona.

Anche nella nuova versione del telaio, il centro di rotazione dello schienale sarà in ogni caso lontano dal centro di rotazione tra glutei e schiena ne consegue il verificarsi degli stessi effetti indesiderati sopra descritti.

Per limitare gli effetti dello scorrimento, una soluzione possibile può essere realizzata dotando i cuscini dello schienale e della seduta di un movimento combinato, che possa correggere questo moto relativo (vedasi figura 5.15).

Entrambi i cuscini sono montati su una guida scorrevole che fornisce loro la possibilità di traslare lungo l'asse longitudinale dei membri che li sorreggono. Due aste realizzano il loro mutuo collegamento: un'asta ad L è vincolata a ruotare attorno ad un punto fisso realizzato sulla trave della seduta; le sue due estremità sono collegate a mezzo di giunti rotoidali al cuscino dello schienale da un lato e ad una biella di comando dall'altro (asta di colore blu in figura 5.15). La biella di comando è, a sua volta, collegata con un giunto rotoidale al cuscino della seduta.

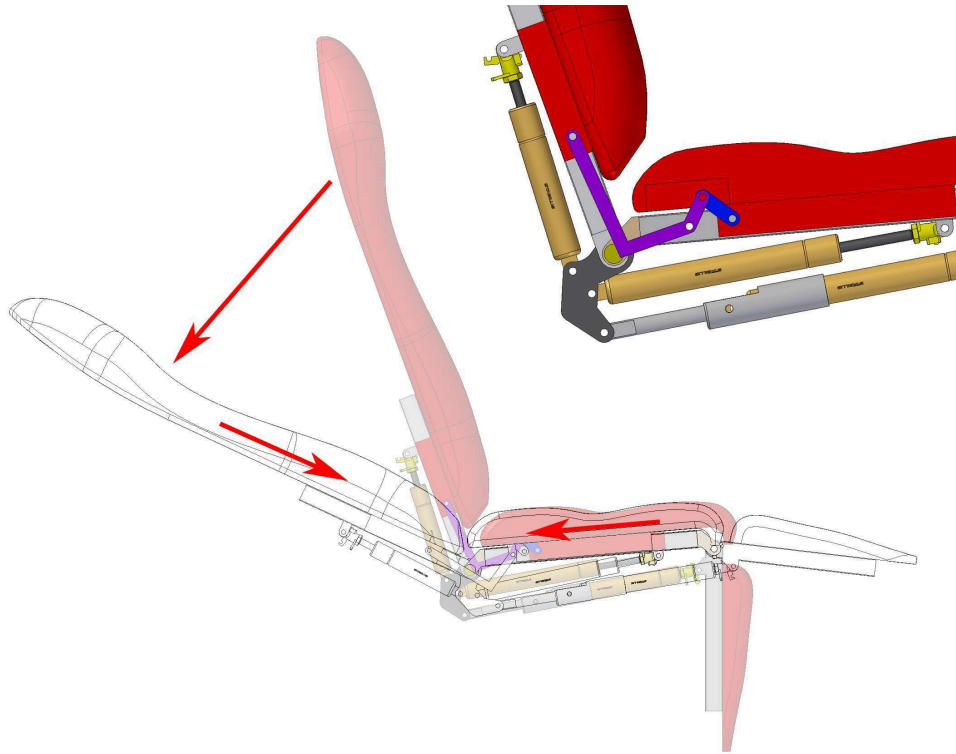


Figura 5.15: I cuscini della seduta e dello schienale possono traslare per aumentare il comfort nella fase di reclinamento.

Durante la corsa di reclinamento, lo schienale arretra nel verso della seduta e contemporaneamente quest'ultima trasla avvicinandosi allo schienale. La composizione dei due movimenti limita lo scorrimento con conseguente possibilità di avvertire meno gli effetti del fenomeno descritto.

Con riferimento alle figure 5.16 ed 5.17, se confrontiamo lo scorrimento che si verifica nel movimento del primo telaio con quello realizzato dal secondo ci si può rendere conto dell'entità della correzione realizzata. Si pone l'attenzione sul fatto che la seconda soluzione rende disponibile una rotazione dello schienale maggiore, quindi se non controllata è soggetta a risentire maggiormente dell'effetto dello scorrimento.

L'utilizzo di guide a rulli ed il ridotto angolo tra la seduta ed il piano orizzontale consentono di trascurare gli effetti delle spinte che si generano sull'asta dello schienale durante le fasi di posizionamento dello stesso.

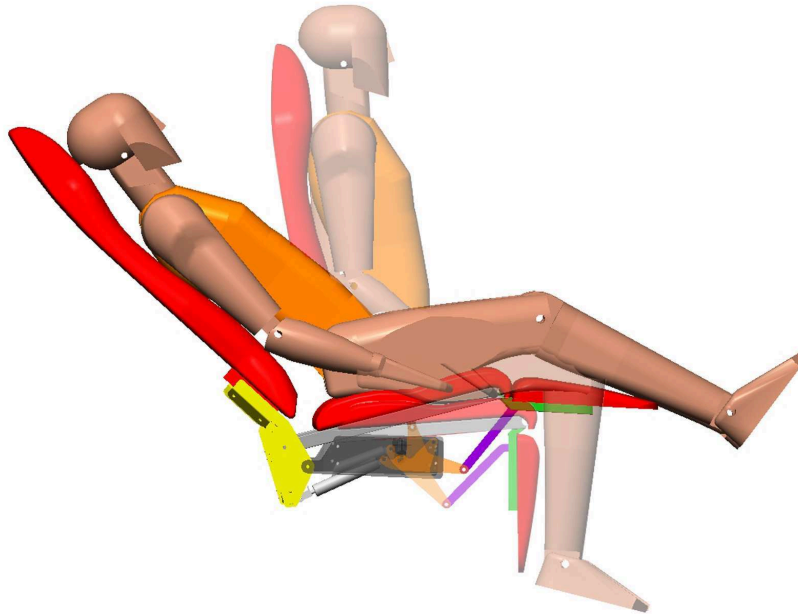


Figura 5.16: Lo scorrimento tra la schiena e lo schienale registrato nel funzionamento della prima soluzione.

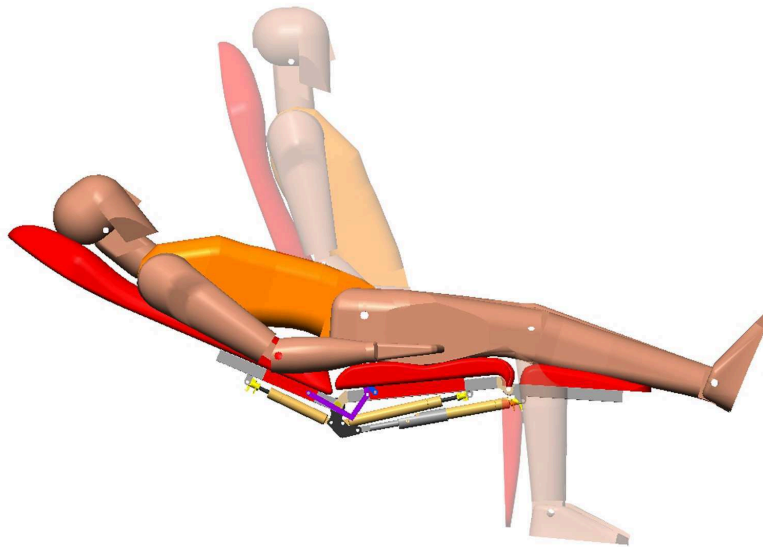


Figura 5.17: Il movimento generato sui cuscini è un valido ausilio per ridurre lo scorrimento tra la schiena e lo schienale. Questa soluzione compie un reclinamento più ampio sarebbe quindi maggiormente esposta agli effetti dello scorrimento rispetto alla precedente versione.

La traslazione del cuscino della seduta aiuta, inoltre, a limitare considerevolmente il gioco tra questo ed il cuscino del poggiatesta che può così ruotare senza interferire con le altre parti.

5.6 La simulazione con il modello virtuale del corpo umano

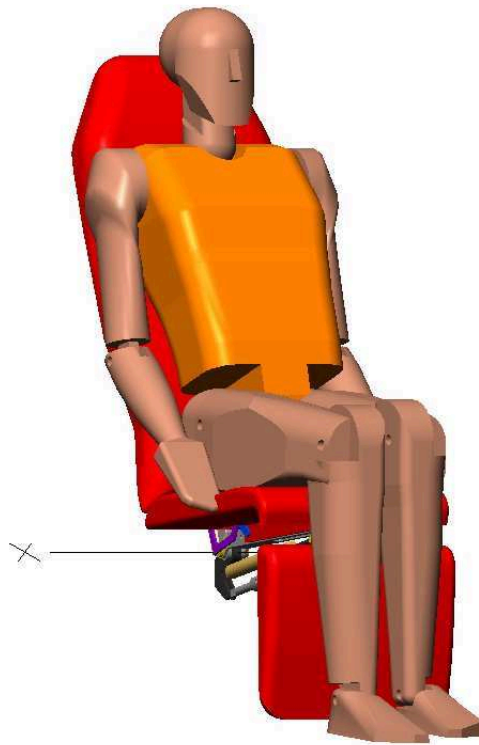


Figura 5.18: La simulazione viene condotta con l'ausilio di un modello virtuale del corpo umano.

Gli studi eseguiti sul nuovo telaio hanno fornito dei risultati interessanti sia dal punto di vista delle posizioni che lo stesso è capace di raggiungere, in accordo con le posizioni ottimali di seduta, sia per l'entità delle forze richieste all'utilizzatore per movimentare le parti che lo costituiscono.

Le simulazioni condotte nei precedenti paragrafi erano finalizzate unicamente a descrivere il comportamento del telaio rispetto un sistema esterno di forze, non si consideravano perciò i contributi dovuti alle masse proprie dei vari organi e l'interazione diretta con il corpo umano. Alla luce dei risultati ottenuti dal confronto tra simulazioni e calcolo analitico è stato possibile affermare che il Visual Nastran 4D è uno strumento affidabile al quale si demanda la risoluzione di un sistema più complesso.

Per conseguire un risultato prossimo alla situazione reale si è studiato il comportamento della struttura nelle condizioni in cui le masse non sono più nulle.

In prossimità di tutte le coppie rotoidali è stato impresso un valore del coefficiente di attrito pari a 0.3, valore molto al di sopra della media dei valori serviti dalle normali boccole commerciali. Con questa ipotesi possiamo ricreare un comportamento in avanzato stato di usura dei giunti rotoidali.

In particolare si studia l'azione richiesta alle molle a gas, quindi che le spinte necessarie possano essere gestite nei loro limiti di operabilità. Le molle con il blocco rigido inserito possono fornire un valore di forza compreso tra 9000 *N* (per lo Stabilus installato dietro lo schienale) ed 11000 *N* (per gli Stabilus installati sotto la seduta). Con blocco rigido disattivo le molle possono fornire una spinta a scelta tra 200 *N* e 1500 *N* è quindi interessante determinare quale carica debba essere inserita nei cilindri per consentire un adeguato utilizzo della poltrona.

Oltre alle spinte necessarie a movimentare le parti della poltrona è consigliabile studiare la velocità di discesa e risalita dello schienale. Se troppo elevata può compromettere la sicurezza e la stabilità dell'utilizzatore. Se troppo bassa può rendere difficoltosa la variazione della configurazione delle parti in movimento.

Il modello umano viene sospeso virtualmente sui cuscini della poltrona e si lascia che l'azione della forza di gravità consenta che questo vi si adagi, quindi si assesti e trovi l'equilibrio statico. Il suo peso viene letto da un foglio di calcolo esterno tramite il quale avviene una distribuzione delle masse considerando l'eventuale sovrappeso rispetto al valore nominale

registrato per quell'altezza (rif. figura 2.5).

La simulazione si articola in due passaggi fondamentali: il reclinamento e la risalita dello schienale.

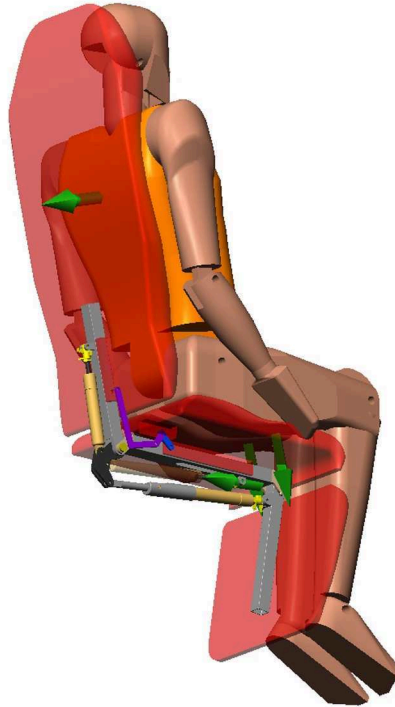


Figura 5.19: Dichiarazione del sistema di forze impostato con Visual Nastran 4D

L'operazione di reclinamento è stata completata considerando il massimo valore di carica possibile per lo Stabilus posto sotto la seduta, ovvero pari a 1500 N , e si studiano le forze da imprimere unitamente ai contributi della forza peso del modello virtuale.

In figura 5.19 si possono distinguere oltre alla spinta esercitata sul cilindro della molla a gas, la forza applicata sulla schiena del modello nella direzione di reclinamento; due forze premono le cosce sul cuscino per mantenere il corpo in contatto con la seduta. Tra le cosce ed il cuscino è stato impostato un vincolo prismatico con attrito di strisciamento elevato per evitare che queste scivolassero sul cuscino senza scaricare le forze applicate.

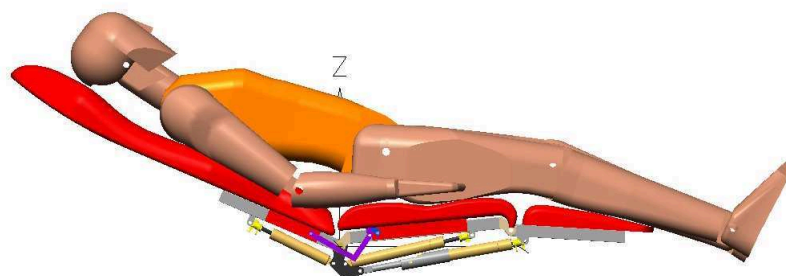


Figura 5.20: Una delle fasi della simulazione dove si registra il comportamento della poltrona sollecitata dal peso di un modello umano virtuale.

La simulazione ha registrato che una persona di altezza pari ad 1,80 metri del peso di 80 kg debba imprimere una spinta con la schiena almeno pari a 100 N alla distanza di 325 mm dal centro di rotazione dello schienale. Questo valore può ritenersi in linea con i rilevamenti eseguiti nella pratica. Ne consegue che caricando la molla al massimo della sua capacità è richiesta una forza non elevata per raggiungere la posizione di relax.

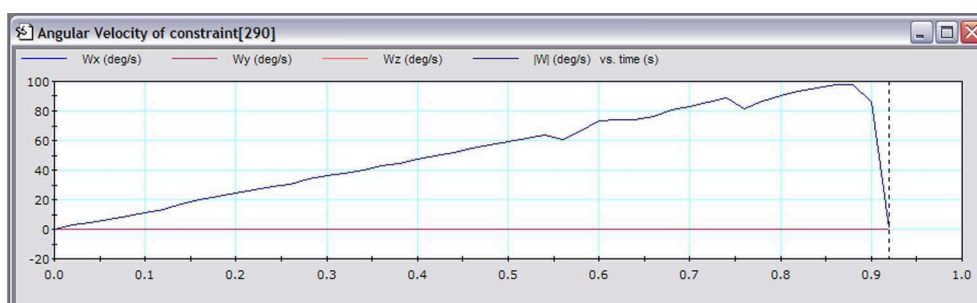


Figura 5.21: Velocità di reclinamento dello schienale misurata tramite simulatore con $F_{comp} = 600N$

La massima velocità angolare di rotazione dello schienale registrata è di 100 deg/sec (figura 5.21), valore che si può ritenere compatibile con l'utilizzo che si intende fare.

A reclinamento completato si desidera conoscere il valore della spinta che la molla a gas deve imprimere sul telaio per facilitare la risalita dello schienale considerando che il modello possa erigere la propria schiena autonomamente. A tal proposito, si è ipotizzato che il modello possa sol-

levarsi sulla schiena esercitando una spinta di 100 N ad una distanza di 325 mm dal centro di rotazione dello schienale, nella direzione contraria al reclinamento. In questa fase esercitano una fase attiva anche le gambe, in particolare i polpacci possono esercitare una forza pari ad 80 N (dato fornito dalla *Ergotek*).

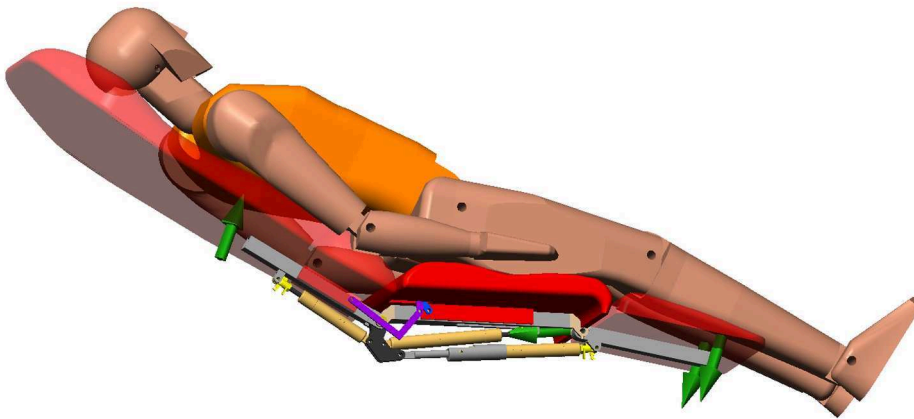


Figura 5.22: Modalità di prova per il ritorno alla posizione eretta dello schienale.
 $F_{comp} = 600\text{ N}$

Le ipotesi effettuate prevedono che il modello eserciti una spinta totale pari a 50 N (distribuendo 25 N per ogni polpaccio) ad una distanza pari a 200 mm dal centro di rotazione del poggiatesta. La spinta corretta da dare alla molla deve far sì che lo schienale accompagni il movimento della schiena senza generare urti che possono compromettere la sensazione di comfort della poltrona.

In queste condizioni la simulazione ha restituito un valore di carica per la molla a gas pari almeno ad una spinta di 600 N . In queste condizioni lo schienale si solleva senza difficoltà e ha anche la capacità di esercitare una lieve spinta di aiuto sulla schiena dell'utilizzatore. La velocità di risalita massima è di 10 deg/sec , risultato che si può ritenere valido per restituire una sensazione di comfort della poltrona.

In figura 5.23 è possibile visualizzare il sistema di forze applicato al modello umano e della struttura, unitamente al diagramma dedotto della

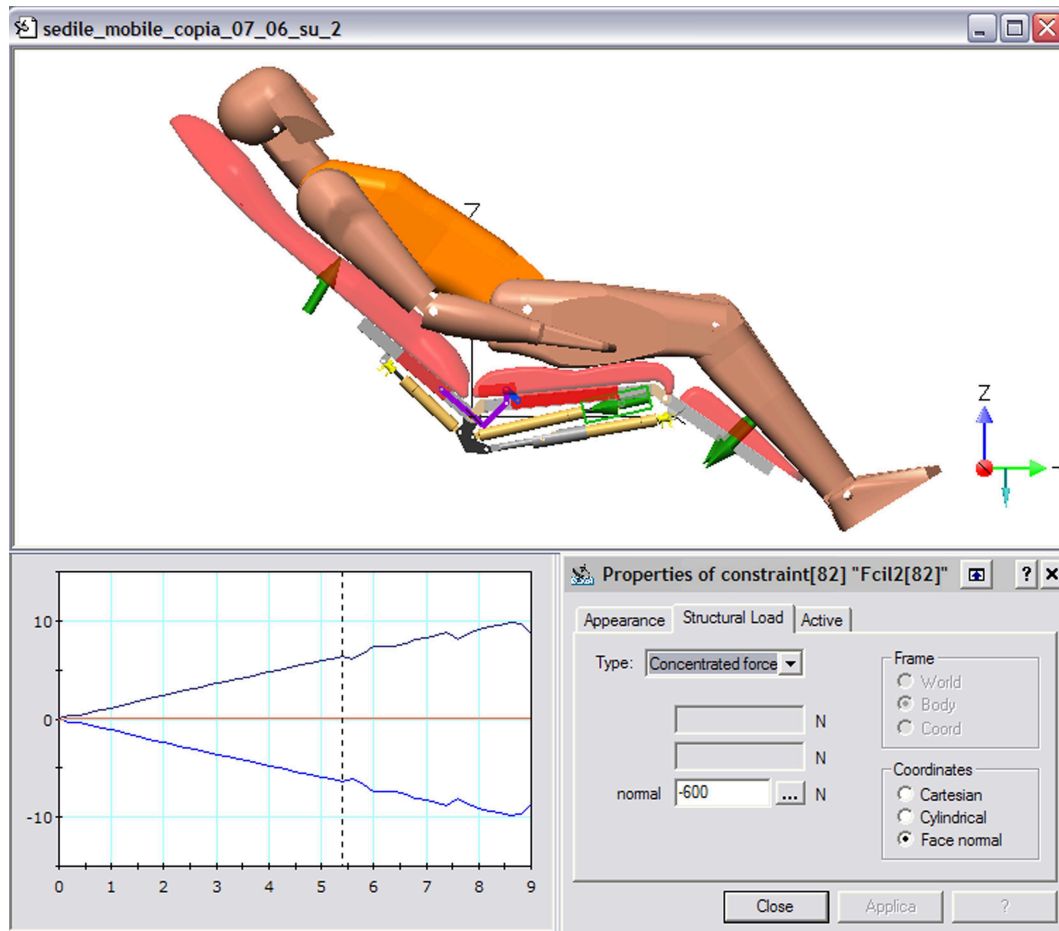


Figura 5.23: Velocità di risalita dello schienale misurata tramite simulatore con $F_{comp} = 600N$

velocità angolare dell'asta dello schienale misurata in deg/sec. La finestra relativa alle proprietà pone in evidenza come si possa definire il valore di forza sempre normale ad una terna mobile definita su una parte ed il suo modulo.

5.7 Simulare con un altro software: Recurdyn

Il Visual Nastran 4D fin qui adottato si è rivelato uno strumento di ottimo ausilio per ottenere dei dati che difficilmente si sarebbero potuti ottenere analiticamente. Il confronto dei suoi risultati con quelli analitici ha inoltre confermato la sua validità ed affidabilità.

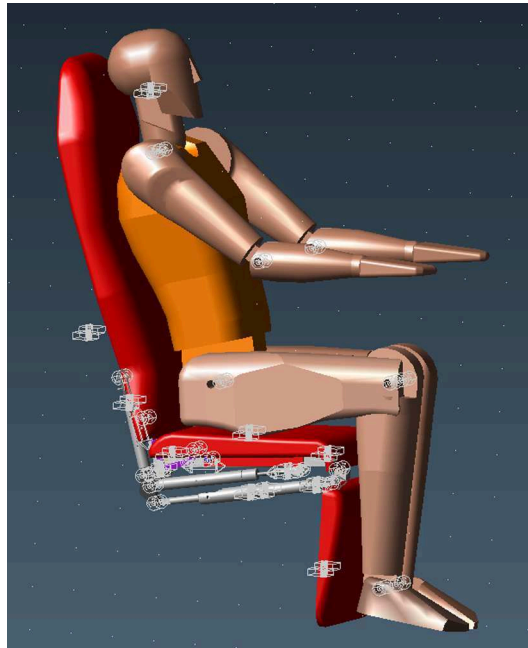


Figura 5.24: Esempio di creazione di un complessivo unitamente ai vincoli definiti per vincolare tra loro le parti

Sul mercato sono disponibili altri software multibody capaci di realizzare simulazioni su sistemi altrettanto complessi.

Durante la fase di realizzazione di questa tesi ci è stato possibile provare una di queste alternative: il Recurdyn.

La licenza di questa applicazione ci è stata concessa in tempi abbastanza recenti; questo fattore non ci ha permesso di approfondire la sua conoscenza tanto da ottenere dei risultati che potessero essere confrontati con quelli già in nostro possesso. Desideriamo comunque descrivere quello che è stato possibile realizzare e fornire le prime impressioni che il programma ci ha lasciato. Valutazioni che però non possono basarsi su una ampia conoscenza del prodotto per i motivi di cui sopra.

Per la definizione delle relazioni di insieme il Recurdyn dispone di un sistema avanzato per definire i vincoli. Utilizza un riconoscimento attivo delle feature secondarie delle parti selezionate (quali bordi, vertici, superfici, spigoli, etc.) seppur riferiscono al sistema di coordinate fisse definite per la parte di interesse, la cui conoscenza non è sempre scontata.

La definizione delle relazioni di collisione è supportata da un'ampia

varietà di soluzioni che possono descrivere ogni situazione reale.

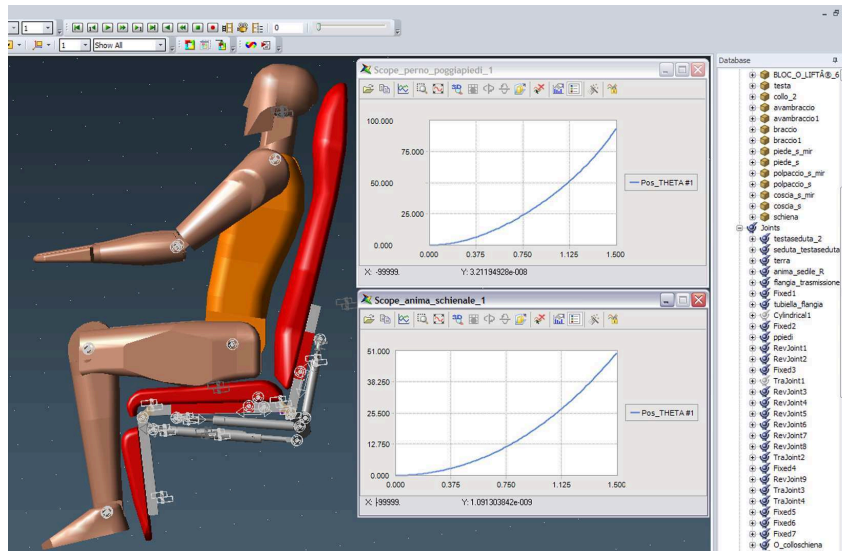


Figura 5.25: Misura dell'orientamento dello schienale e del poggiatepiedi

Nel menù delle proprietà di ogni singola parte è possibile definire degli strumenti per rilevare le grandezze di interesse quali traslazioni, rotazioni, velocità, accelerazioni e una vasta serie di altre funzionalità.

Queste misurazioni possono essere utilizzate per generare dei grafici. Il livello di personalizzazione dei grafici è elevato e consente di combinare più risultati come è possibile sul Visual Nastran. In figura 5.25 si mostra quale risultato si sia potuto ottenere interrogando il programma circa gli orientamenti dello schienale e del poggiatepiedi riferiti alla terna fissa del foglio di lavoro.

In Recurdyn è disponibile un controllo di tutte le grandezze attraverso delle espressioni che possono essere composte con un alto grado di complessità.

Questo simulatore offre una serie di interessanti soluzioni che meritano di essere in futuro approfondite in quanto le potenzialità rilevate sono molto elevate e possono dare risultati di alto livello tecnico.

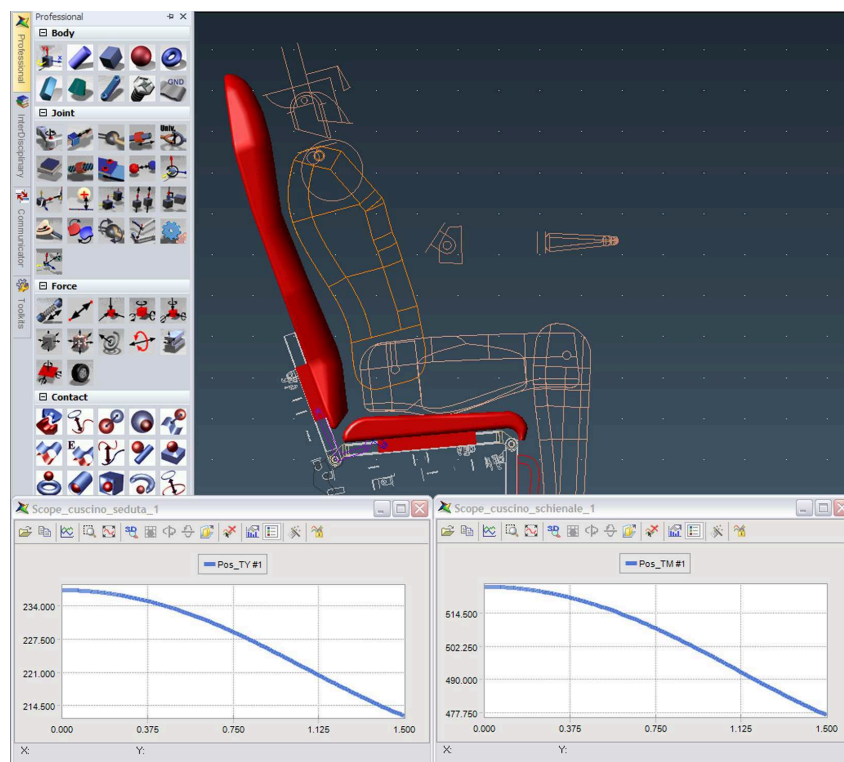


Figura 5.26: Misura delle entità delle traslazioni, eseguite durante il reclinamento, dei cuscini dello schienale e del poggiatesta.

Conclusioni

Una poltrona relax è considerata un buon prodotto quando è capace di rispondere a determinati requisiti che consentano di ottenere una seduta ottimale in tre differenti configurazioni: eretta, semirelax e relax.

Ad ognuna di queste posizioni corrisponde un valore consigliato degli angoli che lo schienale deve formare con la seduta e che quest'ultima deve avere rispetto al poggiatesta.

Tra gli obiettivi che ci siamo prefissi di raggiungere, uno è quello di analizzare il telaio di una soluzione preesistente, evidenziandone i pregi ed i difetti e cercando di cogliere quali elementi fossero da considerare per proporre una soluzione alternativa.

Nel rispetto delle specifiche definite per le poltrone relax e dei requisiti di qualità, imposti dalla Normativa Tecnica, è stata proposta una soluzione innovativa.

Questa variante propone non solo di semplificare e migliorare la struttura preesistente ma di aprire nuove frontiere di sviluppo, fornendo la possibilità di raggiungere configurazioni ad oggi non realizzabili. Infine, creare i presupposti per poter inserire, in futuro, dispositivi accessori che nella precedente soluzione non potevano essere utilizzati in quanto incompatibili con gli ingombri.

L'innovazione è da ricercare anche nell'utilizzo di particolari molle a gas, a comando manuale, il cui contributo potrebbe creare un valore aggiunto, senza per questo dover ottenere un prodotto il cui prezzo finale risulti necessariamente superiore.

Il confronto tra le due soluzioni è stato ottenuto analiticamente e attraverso l'utilizzo di un calcolatore con un software multibody.

Le analisi riferiscono in primo luogo ad un confronto cinematico, quindi alla capacità di servire le posizioni ottimali di seduta.

Successivamente sono state analizzate le forze necessarie a movimentare i telai in condizioni ideali e con attrito.

Lo studio del comportamento del nuovo telaio deve essere realizzato considerando condizioni quanto più vicine al caso reale. È stato realizzato a tal fine un modello virtuale tridimensionale del corpo umano strutturato in modo da simulare il comportamento passivo di un futuro utilizzatore. La sua creazione è stata basata sullo studio dei dati antropometrici del corpo umano.

L'interazione del modello con il telaio è stata capace di fornire risultati interessanti, quali la carica da assegnare alle molle a gas per compiere le spinte richieste, per contenere le velocità di discesa e di risalita delle parti mobili in modo che non possano arrecare danno alla sicurezza dell'utente.

I risultati ottenuti hanno consentito di promuovere la nuova soluzione, che si è distinta per la capacità di realizzare con maggiore precisione le posizioni di seduta ottimali e per i valori di spinta necessari a completare il reclinamento, che ora risultano decisamente più moderate.

Le molle adottate, inoltre, si sono dimostrate un ottimo ausilio per rendere la nuova soluzione maggiormente confortevole e performante.

Le simulazioni sono state condotte attraverso l'utilizzo del Visual NASTRAN 4D, un software di simulazione di tipo multibody.

Durante lo svolgimento di questa tesi è stato possibile provare alcune funzionalità di un altro software di simulazione multibody: il RecurDyn. La licenza di questa applicazione ci è stata concessa in tempi recenti e questo non ci ha permesso di approfondire la sua conoscenza. L'approccio eseguito ha messo in luce le potenzialità che questo simulatore multibody può offrire e la capacità di risolvere alcune applicazioni interessanti quali ad esempio gli elementi flessibili.

La realizzazione del nuovo telaio apre prospettive di miglioramento, che potrebbero essere oggetto di eventuali sviluppi futuri.

L'automazione dei comandi necessari a modificare la configurazione della poltrona e l'ideazione di un dispositivo alzapersona sono due aspetti

che potrebbero essere presi in considerazione in un successivo sviluppo del nuovo telaio proposto.

Infine, si potrebbe cercare di valutare altre soluzioni in alternativa all'utilizzo delle molle a gas per soddisfare una più ampia domanda di mercato.

Ringraziamenti

I miei ringraziamenti vanno al Professor Gabriele Vassura per avermi offerto l'opportunità di sviluppare il presente lavoro di tesi e per la fiducia mostrata nei miei confronti. Ringrazio per l'assistenza, le indicazioni, i consigli e la disponibilità che ha saputo fornirmi sempre con puntualità e precisione.

Bibliografia

- [1] E. Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *Lezioni di MECCANICA APPLICATA ALLE MACCHINE*, Vol. 1, Prima Edizione, Pàtron Editore, 2005.
 - [2] A. Di Benedetto, E. Pennestrì, *Introduzione alla cinematica dei meccanismi*, Vol. 1, Prima Edizione, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 2007.
 - [3] J. E. Shigley, *Dinamic Analysis of Machines*, McGRAW-HILL Book Company, Inc., New York, Toronto, London 1961, pp. 368-371.
 - [4] Prof.re Angelo Cappello, *Dispense di Bioingegneria della Riabilitazione*, A.A. 2005/06.
 - [5] M. Fabrizio, *INTRODUZIONE ALLA MECCANICA RAZIONALE e ai suoi metodi matematici*, Seconda Edizione, Zanichelli Editore.
 - [6] L. Magnani, G. Ruggeri, *Meccanismi per macchine automatiche*, UTET.
-

Elenco delle figure

1.1	Angoli assoluti ideali nelle posizioni di seduta (in nero), di semi-relax (in blu) e di relax (in verde)	10
2.1	Proporzione tra le parti per disegnare il corpo umano	14
2.2	il modello virtuale realizzato ed il numero delle coppie cinematiche adottate per la sua movimentazione	17
2.3	Sui giunti rotoidali si imprimono gli effetti di una reazione elastica e di uno smorzamento viscoso in modo da ottenere una migliore risposta agli urti durante la simulazione.	19
2.4	I profili della schiena e delle cosce sono realizzati conformemente alle specifiche sulle sagome di prova secondo norma UNI	20
2.5	Esempio di assegnazione della massa per il busto del modello, tratto da una videata del simulatore utilizzato (Visual Nastran 4D) unitamente al foglio di calcolo creato per tale operazione	21
2.6	In simulazione è possibile applicare in parti del modello delle forze concentrate, distribuite o di pressione	22
2.7	Diagramma di flusso per la creazione e la gestione di un modello virtuale	23
3.1	Telaio della attuale poltrona della Ergotek	25
3.2	La poltrona Ergotek e riferimento sul posizionamento del telaio	26

3.3	Meccanismo piano equivalente al telaio della poltrona Ergotek	27
3.4	Disporre di un sol grado di libertà significa che ad ogni rotazione dello schienale m_1 corrisponde un'univoca rotazione delle parti ad esso collegate in particolare del poggiatesta m_3 e della seduta m_2	28
3.5	Meccanismo piano equivalente al telaio della poltrona Ergotek	29
3.6	Caratteristiche degli orientamenti relativi tra seduta-schienale e tra poggiatesta-seduta. In rosso un esempio di posizionamento relativo tra le parti ad assegnato orientamento dello schienale.	32
3.7	Relazione tra gli orientamenti della seduta (linea di colore verde) e relativo rapporto di riduzione (linea di colore rosso)	34
3.8	Relazione tra gli orientamenti dello schienale (linea di colore verde) e relativo rapporto di riduzione (linea di colore rosso)	35
3.9	Deformazione plastica, dovuta a forze di flessione, registrata sulla travestina posteriore	36
3.10	Deformazione plastica, dovuta a forze di flessione, registrata sulla travestina posta sotto il piano di seduta	36
3.11	Modalità di prova per determinare la spinta necessaria sullo schienale	38
3.12	Distribuzione delle pressioni sulle due traversine del telaio e sulla flangia di trasmissione, dedotte dal simulatore. $P = 1500N, F_{comp} = 200N$	45
3.13	Nell'ambiente di simulazione è possibile realizzare delle misurazioni che forniscono dei dati che possono essere successivamente manipolati per lo scopo desiderato.	46
3.14	Impostazione del sistema di forze per determinare la forza da applicare allo schienale in funzione dell'orientamento di quest'ultimo.	47

3.15	L'output generato dalla simulazione è il risultato del momento resistente, letto sul motore, diviso per la distanza O_1V per ottenere puntualmente la caratteristica della forza da imprimere allo schienale. $P = 600N, F_{comp} = 200N$	48
3.16	Scostamento tra i risultati dell'analisi numerica e la simulazione al calcolatore considerando $F_{comp} = 200 N$ e due casi limite di peso caricato sulla seduta	49
3.17	Valori di forza da applicare sullo schienale a distanza costante in funzione di differenti valori del carico P . $F_{comp} = 200N$	50
4.1	Schema costruttivo delle molle a gas: a sinistra con bloccaggio elastico, a destra con bloccaggio rigido con pistone separatore per montaggio indipendente dalla posizione	54
4.2	Caratteristica delle forze in compressione ed estensione della molla pneumatica	55
4.3	Esempio di una molla pneumatica Stabilus Bloc-O-Lift	56
4.4	Cilindro Stabilus BLOC-O-LIFT e alcuni tra gli accessori disponibili che consentono il suo utilizzo.	58
5.1	Il nuovo telaio proposto per la poltrona Ergotek	59
5.2	Meccanismo piano equivalente al nuovo telaio proposto	60
5.3	Alcune tra le combinazioni realizzabili attraverso il comando (in rosso) delle molle a gas e in alcuni casi a seguito di una spinta sulla parte da movimentare.	62
5.4	Meccanismo piano equivalente al nuovo telaio della poltrona Ergotek	65
5.5	Relazione tra gli orientamenti dello schienale e del poggiatesta (linea di colore blu) e relativo rapporto di trasmissione (linea di colore rosso)	70
5.6	Modalità di prova per determinare la spinta necessaria sullo schienale	71
5.7	Impostazione delle modalità di prova su ambiente Visual Nastran 4D.	78

5.8	Interrogazione sulle sollecitazioni delle parti realizzabile durante la simulazione.	79
5.9	Esempio di interrogazione del momento resistenze registrato sul motore dalla simulazione.	80
5.10	Confronto tra i risultati dedotti dal principio dei lavori virtuali (Plv) e la simulazione al calcolatore per minimi valori della forza F_{comp} della molla a gas.	81
5.11	Confronto tra i risultati dedotti dal principio dei lavori virtuali (Plv) e la simulazione al calcolatore per massimi valori della forza F_{comp} della molla a gas.	81
5.12	Disposizione delle forze in un giunto rotoideale con attrito e gioco tra le parti.	82
5.13	In presenza di attrito le forze saranno sempre tangenti ai cerchi. Il verso di tangenza dipende dal verso di rotazione dei membri adiacenti.	84
5.14	Caratteristica della forza da applicare nel caso di presenza di attrito rotoideale	84
5.15	I cuscini della seduta e dello schienale possono traslare per aumentare il comfort nella fase di reclinamento.	87
5.16	Lo scorrimento tra la schiena e lo schienale registrato nel funzionamento della prima soluzione.	88
5.17	Il movimento generato sui cuscini è un valido ausilio per ridurre lo scorrimento tra la schiena e lo schienale. Questa soluzione compie un reclinamento più ampio sarebbe quindi maggiormente esposta agli effetti dello scorrimento rispetto alla precedente versione.	88
5.18	La simulazione viene condotta con l'ausilio di un modello virtuale del corpo umano.	89
5.19	Dichiarazione del sistema di forze impostato con Visual NASTRAN 4D	91
5.20	Una delle fasi della simulazione dove si registra il comportamento della poltrona sollecitata dal peso di un modello umano virtuale.	92

5.21	Velocità di reclinamento dello schienale misurata tramite simulatore con $F_{comp} = 600N$	92
5.22	Modalità di prova per il ritorno alla posizione eretta dello schienale. $F_{comp} = 600N$	93
5.23	Velocità di risalita dello schienale misurata tramite simulatore con $F_{comp} = 600N$	94
5.24	Esempio di creazione di un complessivo unitamente ai vincoli definiti per vincolare tra loro le parti	95
5.25	Misura dell'orientamento dello schienale e del poggiatesta .	96
5.26	Misura delle entità delle traslazioni, eseguite durante il reclinamento, dei cuscini dello schienale e del poggiatesta. . .	97
