

# OTTIMIZZAZIONE DI SOSPENSIONI MOTOCICLISTICHE UTILIZZANDO I PROGRAMMI

## Shim ReStackor © e ReStackor Pro ©

di ing. Claudio Emiliozzi (claudio\_emiliozzi@tin.it)

### INTRODUZIONE

Questo scritto non è un sostituto né una pedissequa traduzione del manuale originale in inglese, bensì una integrazione critica di quel file multimediale, intesa per lasciare ampio spazio alla sperimentazione in proprio ed alla ricerca. Occorre dire che la moto è come un indumento, deve calzare perfettamente, e non saranno certamente un po' di formule a creare la ricetta ideale.

Nondimeno è importante gettare una, sia pur minima, base teorica sulle sospensioni motociclistiche, che è purtroppo la grande assente di ogni articolo di giornale (e spesso anche dei libri) sull'argomento. Il manuale di ReStackor © colma molte lacune, ma è interessante soprattutto lo strumento software, che permette di sperimentare a tavolino tante soluzioni che normalmente richiederebbero un'enormità di tempo e di risorse.

### Campo di applicazione di ReStackor ©

Qui di seguito (fig.1) i tre tipi fondamentali di forcelle ed ammortizzatori che possono essere schematizzati nei programmi ReStackor © (di seguito indicati con "RS"). Per quanto ne so, sono escluse le forcelle senza lamelle (di solito dotate di una specie di flauto, non regolabili nell'idraulica), le Marzocchi Magnum per quanto riguarda la prima fase della compressione, gli ammortizzatori Ohlins TTX e WP TRAX e tutte le forcelle da motocross-enduro precedenti al 1989, con regolazione della sola compressione.

### Range di programmi disponibili per la simulazione

RS è un set di fogli elettronici (spreadsheet) che funzionano in cooperazione con un programma che si chiama restackor.exe. Sui fogli elettronici si impostano i dati, si avvia la simulazione e si leggono i risultati, mentre il programma esterno esegue i calcoli veri e propri. Gli spreadsheet sono dodici. Sei sono destinati all'uso mediante OpenOffice/LibreOffice:

- |                                 |                                  |
|---------------------------------|----------------------------------|
| - metric-ReStackor.ods          | ReStackor.ods (pollici)          |
| - metric-ReStackor_midvalve.ods | ReStackor_midvalve.ods (pollici) |
| - metric-ReStackor_weight.ods   | ReStackor_weight.ods (pollici)   |

Altri sei sono invece per Microsoft Excel:

- metric-ReStackor.ods                      ReStackor.ods (pollici)
- metric-ReStackor\_midvalve.ods              ReStackor\_midvalve.ods (pollici)
- metric-ReStackor\_weight.ods              ReStackor\_weight.ods (pollici)

Io utilizzo le versioni metriche per OpenOffice. Da segnalare che su OpenOffice e StarOffice non sono riuscito a far partire la simulazione, mentre su LibreOffice, nonostante una miriade di avvertimenti sulla mancanza di questo e di quell'altro componente, ha funzionato tutto alla perfezione.

Si può acquistare una licenza per la sola serie weight (ShimRestackor), oppure la licenza per la serie completa (ReStackor Pro). Con la serie weight si può studiare l'andamento dell'apertura delle varie pile di lamelle in funzione della forza esercitata su di esse, permettendo così di effettuare variazioni ad una pila già nota. Non c'è modo di studiare il coefficiente di smorzamento.

La licenza permette l'uso di RS su un solo PC, che pertanto conviene tenersi da conto. Non ho trovato traccia, sul sito RS, della possibilità di migrazione da un computer all'altro: questo potrebbe essere un grosso problema, in caso di guasti o aggiornamenti hardware.

## Differenze rispetto al manuale RS

Di seguito indicheremo con  $\xi$  (lettera greca “xi”, corrispondente nel codice ascii alla nostra “x”) il coefficiente di smorzamento dell'ammortizzatore idraulico, mentre nel manuale RS è indicato con “c”. Questo perché preferisco usare la “c” per indicare la corsa di compressione, altrimenti si potrebbe creare confusione.

Inoltre, non utilizzando il Sistema Internazionale di Unità di Misura, il manuale di RS indica una generica massa con  $\mathbf{m} / \mathbf{g}_c$ , dove  $\mathbf{m}$  è la forza peso da essa generata e  $\mathbf{g}_c$  l'accelerazione di gravità. Al contrario, nel S.I. con  $\mathbf{m}$  si indica proprio una massa, in kg.

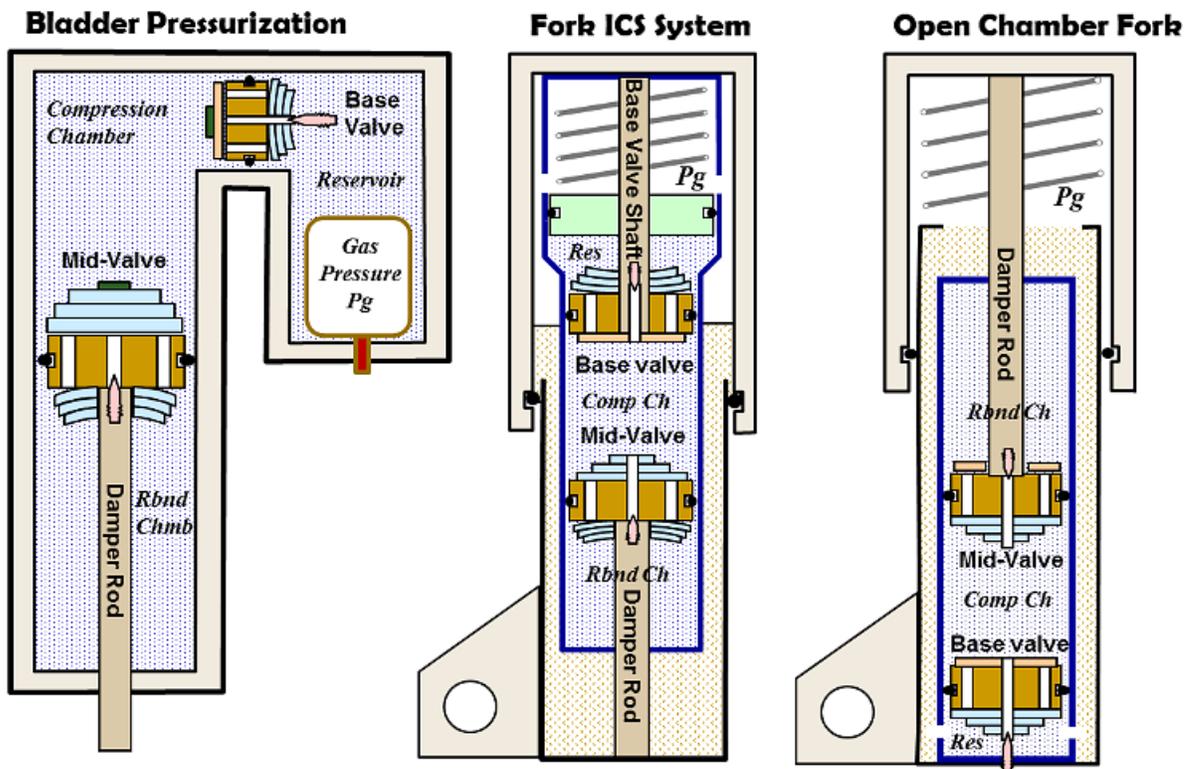


Fig.1 – Da sx: ammortizzatore, forcella UD a camera chiusa ed UD a camera aperta (immagine presa dal manuale di RS – [www.shimrestackor.com](http://www.shimrestackor.com))

## L'AMMORTIZZATORE

Quello a sinistra nella fig.1 è un classico am. Showa-Kayaba, dotato di **bladder** (nella figura è posto sulla dx dell'am.), ovvero un serbatoio contenente una vescica in gomma piena di azoto (od aria) in pressione, che si può espandere a seconda della necessità. Altri differiscono perché al posto del bladder hanno un pistone flottante che divide in due il serbatoio, ma il discorso non cambia molto.

- Damping Coefficient: Coefficiente di Smorzamento delle oscillazioni.
- Damper Rod (D.rod): stelo dell'am., caratterizzato dal diametro esterno.
- Piston (D.valve): pistone dell'am., caratterizzato dal diametro esterno, praticamente identico a quello del cilindro in cui scorre. Apparentemente semplice, in realtà ha una forma estremamente complessa, frutto di decenni di migliorie. Le pile di lamelle sono disposte sui due lati. In sostanza i flussi di olio che agiscono nelle due direzioni passano per canalizzazioni indipendenti, ma comunque non si può asportare, o sollevare anche di poco, nessuna delle due pile (in realtà il problema si pone soltanto per la compressione), in quanto l'altra parte ne sarebbe influenzata fortemente.
- MidValve Piston Bleeding Hole (d.bleed): è il foro che opera un by-pass fra le due camere, regolato nella sezione da un cono (Taper) regolabile tramite una vite solitamente posta in fondo allo stelo. Agisce in ambedue i versi del flusso d'olio, pertanto è anche detto "rebound-compression low velocity regulation". C'è da notare che questa è l'unica regolazione che interessa l'estensione, ed è fondamentale

perché il comportamento del veicolo dopo uno scalino netto, oppure dopo l'atterraggio da un salto, è quasi esclusivamente determinato da questo parametro: il pacco di lamelle in questi casi lavora poco o niente, in quanto siamo nel campo delle bassissime velocità del pistone. Le velocità più alte si raggiungono quando la ruota incontra una buca, oppure dopo che il veicolo ha assorbito un dosso acuminato: in questi casi la molla trova come resistenza la sola ruota, pertanto le accelerazioni e le velocità sono circa 15 volte maggiori. Detto questo, è chiaro che per la compressione la sezione è quella che è, e non si può fare altrimenti. Si potrebbero differenziare i due flussi utilizzando delle check-valves, ma la complicazione sarebbe notevole, ed andrebbe a discapito della grande fluidità di passaggio dalla fase di estensione a quella di compressione (e viceversa) che questa soluzione comporta. Ciò che potrebbe capitare è che il foro sia piccolo rispetto alla durezza della pila della compressione, determinando fattori di smorz. eccessivi alle basse velocità: generalmente, infatti, a pile morbide si accompagnano bleeding holes più grandi, e viceversa.

- Piston Leaking Hole (d.leak): è il foro posto, talvolta, sul pistone, per aumentare di una quota fissa la sezione del bleeding hole. Agisce in ambedue i versi del flusso d'olio. Sarebbe da evitare, in quanto riduce il range d'azione del bl. hole.

- Mid Valve: con questo termine si intende sia la pila di lamelle (Shim Stack) che frena la compressione dell'am., che quella relativa al ritorno (rebound in inglese), sistemate sui due lati del pistone. Normalmente la pila della compressione ha diametro + grande ed è notevolmente + morbida dell'altra.

- Compression Chamber: camera posta dalla parte del pistone interessata dalla corsa di compressione.

- Rebound (RBND) Chamber: camera interessata dalla corsa di ritorno del pistone.

- Reservoir: è un serbatoio che assorbe le variazioni di volume di compr. chamber e rebound chamber, causate dall'ingresso dello stelo nel corpo dell'am., grazie alla presenza del bladder.

- Base Valve (BV): è posta sul condotto che collega la comp. chamber con il reservoir. Il flusso che la interessa, pertanto, è solamente quello relativo al movimento dello stelo dell'am.. Negli ammortizzatori delle moto è posta in alto, è avvitata sul corpo dell'am., e su di essa sono ricavate una o più viti/ghiere per la regolazione del fattore di smorzamento della compressione.

Sebbene si potrebbero, teoricamente, montare due valvole (compressione e ritorno) sulla base valve, normalmente c'è soltanto la prima: per fare in modo che l'olio transiti regolarmente nel senso opposto, durante il ritorno, sulla base valve (lato comp. chamber) è montata una cosiddetta Check Valve, ovvero una valvola di non ritorno composta da un disco premuto da una molla. Occorre infatti considerare che una pila di lamelle (Shim Stack) opera anch'essa come valvola di non ritorno (nel senso opposto all'apertura delle lamelle), per cui il pistone deve giocoforza essere dello stesso tipo del pistone principale, ovvero a doppio flusso.

A dire il vero, sugli ammortizzatori + economici la BV non è presente: sono i classici ammortizzatori pressurizzati senza serbatoio laterale. In questi la compressione è affidata soltanto alla mid-valve e l'unica regolazione possibile, se presente, è quella dell'estensione.

C'è un aspetto molto importante relativo alla base-valve: se non è presente non si può superare un certo livello di freno idraulico in compressione (inteso come combinazione di velocità massima e coefficiente di smorzamento), in quanto si manifesterebbe una cavitazione nella camera di ritorno

(rebound chamber). Se presente, è bene che la depressione causata nella rebound chamber dal moto del pistone sia il più possibile controbilanciata dalla sovrappressione causata dal passaggio dell'olio attraverso la base valve.

Fra l'altro, la base valve è utile per estrarre tutta l'aria dall'am. durante il rimontaggio: basta montarla per ultima. Negli ammortizzatori degli anni '80/'90, invece, c'era spesso una vite nel punto + alto.

- Base Valve Bleeding Hole: la base valve ha anch'essa un foro di by-pass che permette il passaggio del fluido quando le forze in gioco non sono tali da far aprire la pila di lamelle. In questo caso, però, agisce soltanto sulla compressione, e questo permette (anche grazie ad una pila opportunamente studiata) di rimediare ad eventuali non-linearità della mid valve.

Nella base valve non sono presenti leaking holes, di norma.

## LA FORCELLA

### Camera aperta e camera chiusa

La forcella esiste in due versioni attualmente, ovvero **open chamber** (a “camera aperta”, anche dette “a cartuccia separata”) e **closed chamber** (anche dette **ICS** = Inner Chamber Sealed o qualcosa del genere, ovvero a “camera chiusa”, ovvero ancora a “cartuccia sigillata”). Alcune forcelle hanno il freno in compressione in uno stelo e quello in estensione nell'altro, ma ciascuno stelo ricalca il funzionamento tipico delle altre open chamber / closed chamber, seppure con alcuni elementi mancanti.

Questi due schemi possono essere montati sia su una struttura esteriore upside-down (UD) che su una tradizionale, ma non mi risulta che esistano ICS di quest'ultimo tipo. Esistono invece parecchi esempi di tradizionali a camera aperta, fra i più famosi le Showa 47mm (XR400) e 49mm (Suzuki cross anni '90 e Drz 400e/k), le Marzocchi Magnum di vari diametri, ecc. ecc.. L'idraulica è disposta similmente alle rovesciate dello stesso tipo. N.B.: le primissime Drz400s (quelle blu) montavano una unità apparentemente simile a quella delle e/k, ma in realtà questa era regolabile soltanto nel precarico molla.

Normalmente le forcelle tradizionali hanno più peso verso la ruota (e quindi caratteristiche peggiori dal punto di vista dinamico) e minore rigidità, però sono accreditate di una migliore resa sulle lunghe distanze, in quanto stancano meno. Inoltre, di solito ma non è una regola, scorrono meglio di una rovesciata, anche senza riporti superficiali et similia, e certamente tendono molto meno a perdere olio. E' anche + semplice proteggere gli steli da sassi e fango, grazie ai pratici soffiotti ed inoltre, visto che lo stelo può essere ruotato, si può prolungare un po' la durata delle cromature.

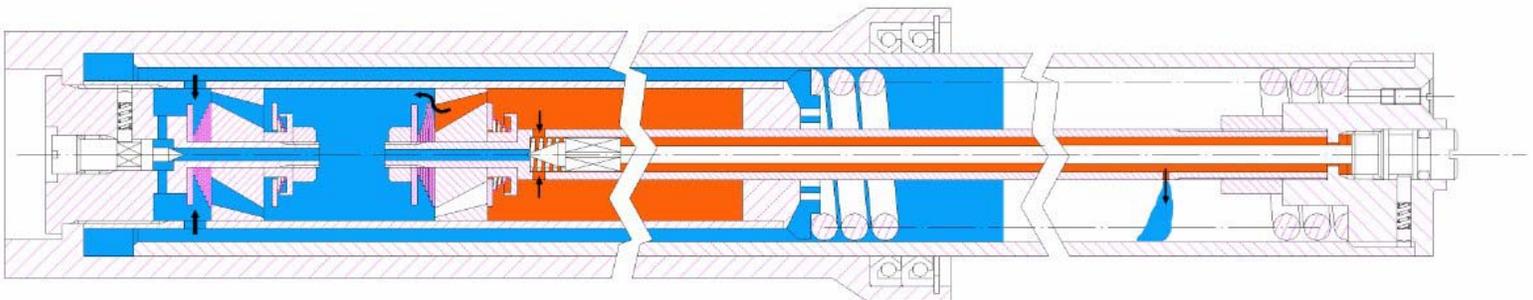
Tornando alle UD, visto che anche la zona di fodero stretta dalle piastre è interessata dallo scorrimento dello stelo, occorre particolare attenzione al momento del serraggio delle piastre stesse<sup>1</sup>. Quando apparve la forcella ICS era destinata a veicoli da cross, mentre sulle enduro era più frequente l'altra, in passato: ormai immagino che le moto fuoristrada professionali montino tutte la ICS. L'asta del pistone nelle ICS parte dal fondo dello stelo, mentre in quelle a camera aperta dalla cima del fodero. Da notare che nella fig.1 non si capisce un gran che del funzionamento della camera chiusa, in quanto manca la

---

1: usare chiave dinamometrica, momenti massimi di 2,2 kgm.

molla principale (però può essere sostituita dall'aria, in effetti), che dovrebbe essere collocata sotto alla cartuccia. Inoltre è presente anche la pila della compressione nella MV, ed è disegnata deformata, come se la forcella in questione fosse in fase di affondamento.

E' anche da notare che la cartuccia è fissata alla cima del fodero, come pure l'alberino della base valve; le feritoie sopra al pistone flottante dovrebbero servire per la lubrificazione dell'assieme molla interna-pistone flottante, che svolge la stessa funzione del bladder nell'ammortizzatore. Nella parte bassa dello stelo c'è comunque dell'olio, che serve per la lubrificazione delle parti in moto reciproco. La motivazione della camera chiusa, similmente all'ammortizzatore, deriva dalla necessità di evitare la formazione di schiuma, che riduce il fattore di smorzamento: pertanto si può pensare di utilizzare valori del coefficiente di Ostwald  $xL.sat$  positivi. Inoltre, montando la mid valve-compression, avere l'olio in pressione riduce di molto il rischio di cavitazione e lascia ampio margine per le variazioni di durezza della pila di lamelle.



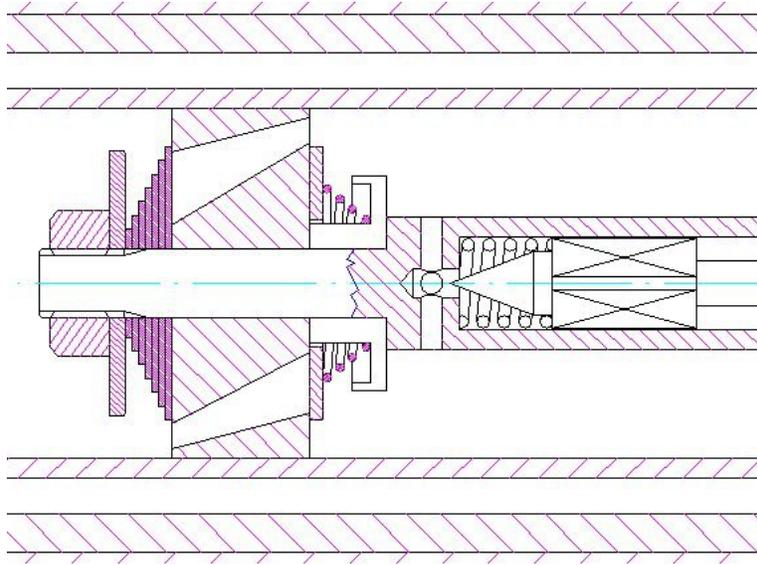
*Fig.2 – Forcella tradizionale Open Chamber con MV-bleeding hole Type 1: in rosso l'olio in pressione durante l'estensione. Non è montata la MV-compression, sostituita da una check valve. Il taper che opera sul MV-bleeding hole ha un corpo a sezione quadrata o triangolare, in modo da non opporre resistenza al flusso di olio che lo attraversa. Si noti il foro di lubrificazione, in cima all'asta del pistone.*

Nella open chamber, al contrario, le feritoie poste sul fondo svolgono la fondamentale funzione di lasciar uscire l'olio spinto via dall'ingresso dello stelo del pistone nella camera. Non essendo l'olio in pressione, al contrario della ICS si può formare schiuma, per cui  $xL.sat$  tende a valori negativi: questo significa che, marciando a velocità sostenute su terreno molto accidentato, la forcella tende a perdere freno idraulico indipendentemente dal riscaldamento dell'olio. **Considerando che l'ammortizzatore si scalda parecchio di più rispetto alle forcelle, e che quindi la variazione del suo freno idraulico durante l'uso è superiore a quella tipica di una forcella ICS, è possibile che, in un uso molto variabile, la open chamber dia garanzie di maggiore uniformità di comportamento rispetto all'ammortizzatore.**

## Bleeding holes

La forcella ICS ha due bleeding holes, esattamente come l'ammortizzatore: quello sulla MV opera sia sulla compressione che sull'estensione (si regola dal fondo dello stelo), mentre quello sulla BV soltanto sulla compressione (si regola dalla cima del fodero). Non sono presenti leaking holes, se non dei fori riportati sui rispettivi pistoni.

Nelle forcelle a camera aperta c'è un po' di confusione su cosa considerare bleeding hole e leaking hole, in quanto una parte dell'olio se ne va in cima allo stelo a lubrificare la molla tramite un forellino: è **indispensabile capire se questo foro interessa solo l'estensione od anche la compressione. In quest'ultimo caso agirebbe come un leaking hole anche per la base valve.** In buona sostanza, ci sono due possibilità:



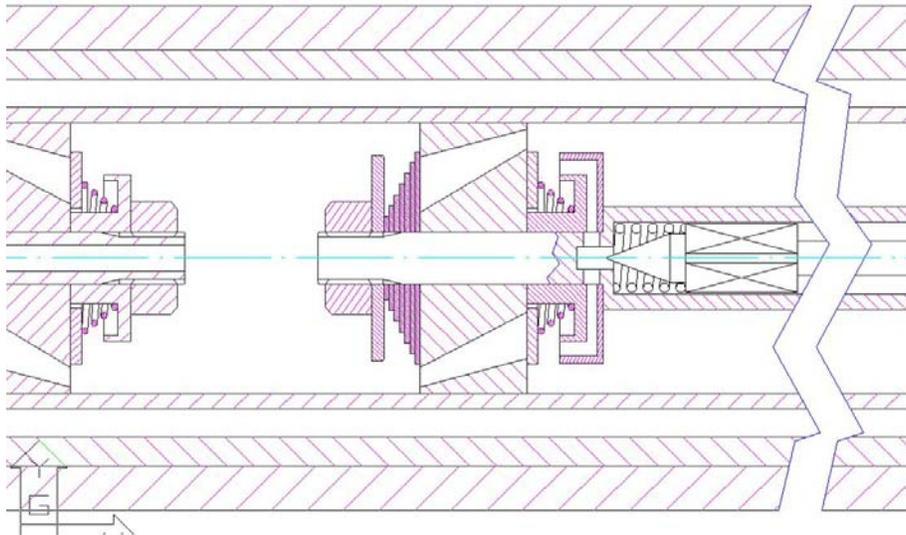
*fig.3: MV-bleeding hole type 2*

- 1) Type 1: l'alberino che sostiene la mid valve è forato, come in fig.2;
- 2) Type 2: l'alberino che sostiene la mid valve non è forato (fig.3).

- Nel type 1 sia la MV-rebound che la BV vedono il foro di lubrificazione in cima all'asta come un leaking hole. Ciascuna di esse ha il suo bleeding hole, con effetti separati. Tuttavia, se per la MV-bleeding hole il foro di lubrificazione è poca roba (perché tratta una grande quantità di olio in una corsa), **per la BV potrebbe risultare talmente grande da non permettere di regolare un gran che:** la BV, infatti, è interessata dal solo olio spinto dallo stelo del pistone, che è almeno 5 volte inferiore. Questo spiega perché, nella maggior parte delle forcelle a camera aperta, la regolazione della compressione ha pochissimo effetto. A ciò si aggiunge il fatto che **spesso l'alberino che serra la pila ha un diametro di soli 6 mm ed è realizzato in alluminio: il foro praticabile all'interno dello stesso ha un diametro massimo di 2,2 mm o poco +, per cui la sezione totale di bleeding hole e leaking hole (ovvero il foro di lubrificazione) potrebbe addirittura essere insufficiente.**

Se esistesse una MV-compression (che deve giocoforza generare pressioni modeste rispetto alla BV, per non provocare cavitazione) vedrebbe come bleeding hole lo stesso della MV-rebound (come nell'am.), e condividerebbe con la BV il leaking hole, il che rende complicato capire come gestire la simulazione in RS.

- Nel secondo caso il foro di lubrificazione ed il bleeding hole della MV-rebound sono in serie, per cui il primo deve possedere una sezione sufficiente, per non penalizzare il range di regolazione del secondo: la MV-rebound non vede leaking holes, il che ne amplia il range di regolazione nel senso della durezza. Anche la BV vede i due fori in serie come un unico bleeding hole, per cui la variazione del MV-bleeding hole influenza anche la BV, e quindi la fase di compressione, spesso rendendo impossibile raggiungere il risultato voluto. Questo secondo schema è poco indicato per l'installazione della MV-compression, ed inoltre il flusso attraverso il MV-bleeding hole potrebbe essere troppo elevato rispetto al BV-bleeding hole, così da restringerne il range di regolazione: pertanto ora è poco utilizzato. C'è anche il problema che, se per errore si chiudono completamente i registri del ritorno (MV-bleeding hole), al foro di lubrificazione non arriva + olio. Per confronto, il Type 1 permette un foro di lubrificazione piccolo quanto serve, così da mantenere un range di regolazione del BV-bleeding hole abbastanza ampio.



*Fig.4: Kayaba UD 41mm del 1990 – MidValve, con bleeding hole type 2 modificato*

Per questi motivi la Kayaba sviluppò lo schema di MV-bleeding hole rappresentato nella fig.4: in questo **il piattello flottante della check-valve, quando si apre all'inizio della corsa di compressione, va a chiudere il boccaporto a forma anulare che alimenta il bleeding hole**, togliendo così ogni interferenza al funzionamento della base valve: ne consegue un range di intervento molto ampio in confronto al bleeding hole type 1. Lo svantaggio è che l'inversione del moto del pistone è meno fluida, ed è influenzata ancor più dalle inerzie di apertura e chiusura della MV-check valve.

Per concludere, è fondamentale capire qual è il circuito idraulico che interessa le fasi di compressione ed estensione, in modo da individuare correttamente bleeding holes e leaking holes che, riportati nei parametri d.bleed e d.leak delle rispettive valvole, concorrono alla corretta rappresentazione della sospensione. Altrimenti potrebbe capitare questo:

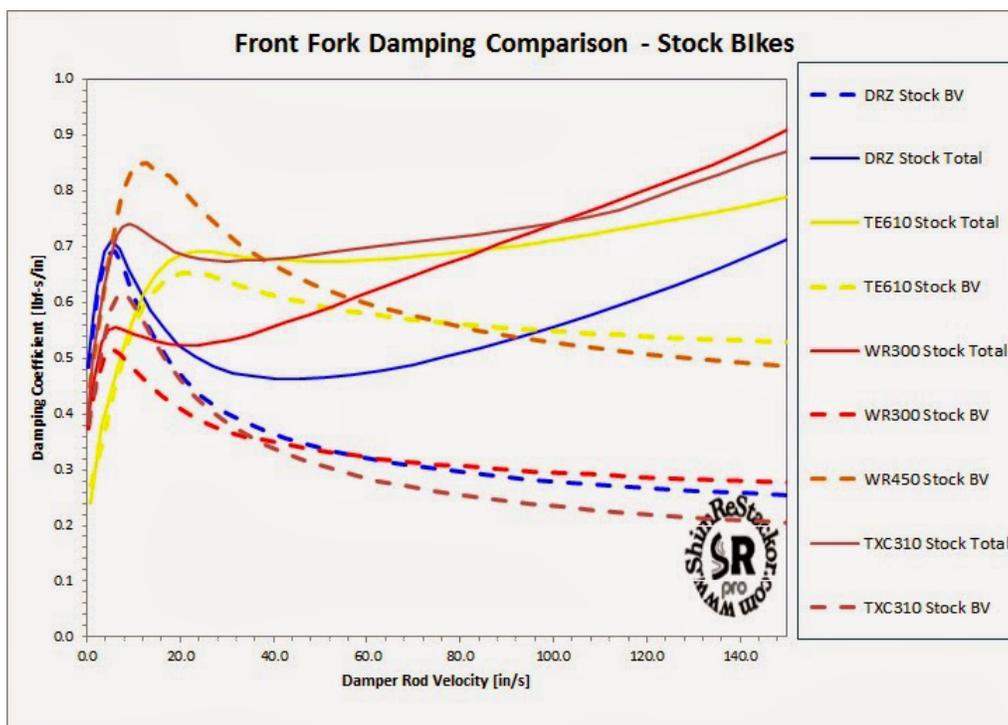


Fig.5:

<http://www.thumpertalk.com/topic/1035004-drz-fork-revalve-shim-stack-discussion-recommendations/page-1?hl=%20restackor>

Come potete notare dalla fig.5 in riferimento alle curve “xyz stock BV” (cioè moto xyz Base Valve di serie), apparentemente tutte le forcelle originali di queste moto presentano un valore iniziale (a basse velocità) del coefficiente di smorzamento  $\xi$  che è fra il doppio ed il triplo di quello ad alte velocità, mentre (come già detto) dovrebbe rimanere pressoché costante. In questi grafici è evidente che si cela una verità, dato che le moto che presentano la massima variazione di  $\xi$  sono proprio la Suzuki DR-z 400 e la Yamaha WR 450, note per essere fra le peggiori moto al mondo quanto a scorrevolezza della forcella alle basse velocità del pistone. Nondimeno, è impensabile che tutte le forcelle si comportino in questo modo: è evidente che è stato trascurato un particolare importante, e probabilmente questo particolare è proprio il foro di lubrificazione.

### Differenze nell'impostazione della simulazione

Se si parla di una forcella Open Chamber senza MV-comp. non c'è necessità di usare metric-ReStackor\_midvalve: è sufficiente metric-ReStackor. Invece, per calcolare la forza complessiva generata nella corsa di compressione da un monoammortizzatore o da una closed chamber, è indispensabile passare a ReStackor\_midvalve.

In “Reservoir Pressurization System”: i settori Bump Height ed Oil sono da riempire con i corretti parametri per tutti gli smorzatori. In generale conviene Lstroke pari a metà corsa. Gli altri settori,

invece, si riempiono soltanto se serve, altrimenti si pone tutto a 0. Ad esempio, per una forcella ICS si riempiranno soltanto i campi del relativo settore, spiegati in modo particolareggiato nel manuale di RS.

## La pila di lamelle

Cerchiamo di descrivere la pila di lamelle bistadio standard utilizzando i termini inglesi, sia per uniformità di terminologia con il mondo anglosassone, sia perché il manuale di RS è in inglese.

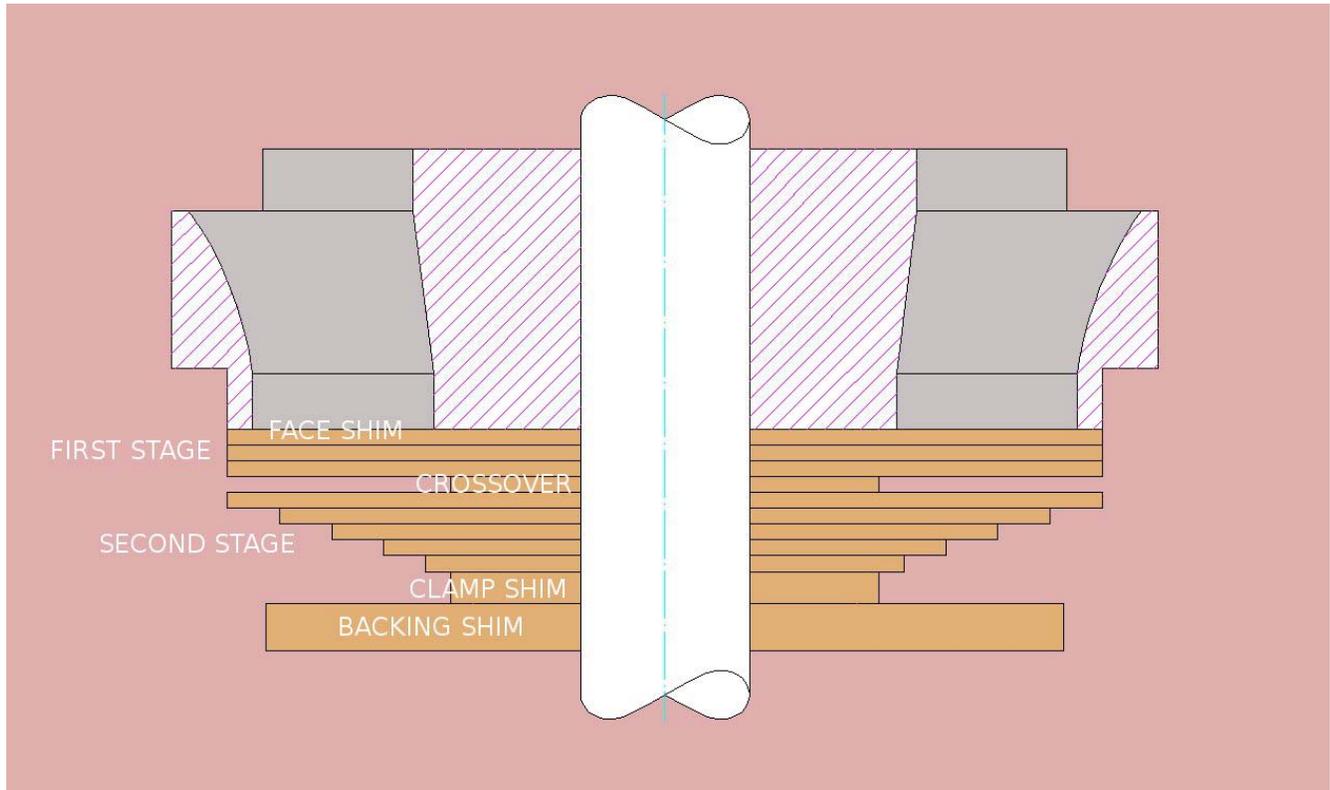


Fig.6: classica pila di lamelle a due stadi, con “backing shim”

- face shim: indica la lamella affacciata sul pistone. Vedremo che questa si presta a parecchie interpretazioni alternative; normalmente, tuttavia, ha stesso diametro e forma di quelle del primo stadio.
- first stage: primo gruppo di lamelle, che lavora a tutte le velocità relative.
- crossover shim/shims: separa il primo stadio dal secondo. Queste lamelle non si deflettono apprezzabilmente, soprattutto se sono dello stesso diametro (di solito circa 2/5 del diametro del primo stadio). Nella BV della forcella c'è quasi sempre una sola lamella come crossover.
- second stage (tapered stack): lavora soltanto alle alte velocità relative, quando la deflessione del primo stadio lo porta a contatto con il secondo. E' conico (tapered significa proprio questo) in quanto composto da lamelle di diametro decrescente. Il motivo di questa forma è da ricercare sia nella ricerca della massima resistenza meccanica, sia nelle interessanti possibilità che questa morfologia consente in termini di modulazione della sezione di passaggio dell'olio alle altissime velocità relative: infatti,

utilizzando lamelle dello stesso diametro potremmo soltanto variarne il numero e/o lo spessore.

- clamp shim/shims: è l'ultima della pila conica di lamelle che forma il secondo stadio, allontanandosi dal pistone. Il suo diametro varia il comportamento del pacco a tutte le velocità.

- backing shim: impone un fine corsa alle lamelle del secondo stadio, e quindi anche a quelle del primo. Non necessariamente deve essere di diametro uguale a quello massimo dei due stadi.

Di stadi se ne possono avere anche 3, come pure uno solo. Normalmente con più stadi ci si può avvicinare di più ad un coef. di smorz. con andamento progressivo, mentre con uno soltanto il risultato di solito è digressivo.

## Comportamento dello smorzatore idraulico della forcella nei domini del tempo e dello spazio

Shim Restackor è un software che consente di simulare il comportamento dello smorzatore idraulico della sospensione nel dominio della velocità dell'asta del pistone: questo significa che ogni altro aspetto transitorio (ritardi, oscillazioni ecc.) si suppone che si esaurisca così velocemente da non essere avvertibile (variazioni nel dominio del tempo), e che le disuniformità del fattore di smorzamento  $\xi$  lungo la corsa del pistone siano estremamente contenute (variazioni nel dominio spaziale).

Se, oltre a questo, avessimo anche una costanza di  $\xi$  nel dominio della velocità (grafico **damping coefficient vs. damper rod velocity**), allora si potrebbe parlare di un **sistema lineare**. Avere un sistema lineare è molto importante, in quanto se vediamo la sospensione come un sistema che riceve una sollecitazione e la trasmette applicandogli una funzione di trasferimento, nel caso di perfetta linearità il comportamento sarà analogo a quello di un filtro del secondo ordine per i segnali elettrici.

Se, al contrario, il coeff. di smorz. ha un andamento progressivo o digressivo, allora viene introdotta una distorsione, il che (parlando di sollecitazioni di forma sinusoidale) comporta la comparsa di **armoniche superiori del "segnale"** (ovvero l'andamento del manto stradale), che certamente non migliorano né il comfort né l'aderenza.

Si deve infatti considerare che, mentre per quanto riguarda il raggiungimento della massima aderenza si deve tendere ad avere la massima costanza possibile della forza esercitata dalla ruota sul terreno, per il massimo comfort si deve raggiungere lo stesso scopo verso il conducente: a parità di costante elastica  $k$  della sospensione, i coeff. di smorz. che massimizzano i due risultati hanno valori talmente simili che, di fatto, ottenerne uno significa ottenere anche l'altro. **Questo spiega perché una moto che risulta comoda su terreni molto sconnessi ha anche buona trazione e buona tenuta di strada.**

Attualmente i criteri di progetto delle sospensioni motociclistiche tendono, per quanto possibile, ad essere ispirati da questi criteri, ma non è sempre stato così.

Specialmente negli anni dell'avvento degli schemi costruttivi Upside Down (fine anni '80) sono state elaborate varie tecniche per ovviare agli inconvenienti delle nuove forcelle. Per intenderci, prima delle UD il top era rappresentato dalla Kayaba 43 mm a camera aperta montata sulla Yamaha TT600-'86 e su

parecchie moto da cross; una forcella che ancora oggi, nell'enduro, è per molti aspetti superiore alle unità di prima fornitura attuali. Era dotata di base valve con lamelle flottanti, che quindi svolgevano anche la funzione di check-valve, e presentava due svantaggi:

- non possedeva alcun tipo di regolazione dell'estensione, per cui si poteva raggiungere un risultato ottimale soltanto cambiando la viscosità dell'olio; la bassa velocità della compressione era regolabile con il solito cono che parzializza un foro calibrato.
- le lamelle della base-valve non si potevano organizzare in vari gruppi di diversi diametri (pile multistadio), in modo da ottenere coefficienti di smorzamento legati alla velocità del pistone secondo una legge desiderata: se ne poteva soltanto aumentare o diminuire il numero.

Con l'avvento della tecnologia UD, sulla BV delle forcelle si iniziò a montare una pila identica a quella presente nella BV degli ammortizzatori. Purtroppo fu subito evidente che la poca scorrevolezza delle prime UD non si giovava certamente di questa innovazione: la “partenza” di queste forcella sotto la spinta delle piccole asperità era tutt'altro che dolce o immediata, anche a causa di un andamento digressivo del coeff. di smorz. con la velocità del pistone. Le case costruttrici studiarono allora varie soluzioni, ad esempio:

- Marzocchi, come già detto, propose una forcella tradizionale after-market, la Magnum, che superava il problema con una fessura che percorreva la camera della compressione nel senso della lunghezza per circa 8 cm. In questo modo, se l'inversione del moto avveniva all'inizio della corsa della sospensione, la fessura bypassava la pila di lamelle, rendendo l'avvio abbastanza dolce: possiamo pertanto parlare di intervento della BV dilazionato nel senso dello spazio. Le vendite di questa unità furono piuttosto sostenute per diversi anni.
- Altri, invece, cercarono di attuare un dilazionamento dell'intervento della BV nel senso del tempo e della velocità: una possibilità era quella di ritardare la completa chiusura della BV-Check Valve. In pratica fino ad una velocità (e per un certo tempo) la Check Valve rimane aperta e quindi bypassa la pila di lamelle anche durante la compressione. Oltre una certa combinazione di tempo-velocità la Check Valve chiude; è evidente che il freno idraulico della pila di lamelle dev'essere molto contenuto, altrimenti si avverte un colpo al momento della chiusura della CV stessa.

Tutto questo cosa significa? Che queste unità hanno un comportamento molto variabile nei domini del tempo e dello spazio, spesso non facilmente prevedibile, per cui ha poco senso studiarle con programmi di simulazione come RS: prima di passare all'analisi numerica conviene effettuare un accurato controllo di questi aspetti.

Niente vieta, però, di aggiornare queste sospensioni, in modo da uniformarne il funzionamento alla produzione + recente. Tuttavia anche le sospensioni delle moto di serie dei nostri tempi, notoriamente, non sono un gran che, per cui non si capisce bene quale sia la “migliore tecnica attualmente disponibile” a cui ci si dovrebbe uniformare....

## SOSPENSIONI: CRITERI GENERALI DI PROGETTO

### Massa + molla + smorzatore vincolati ad un supporto mobile

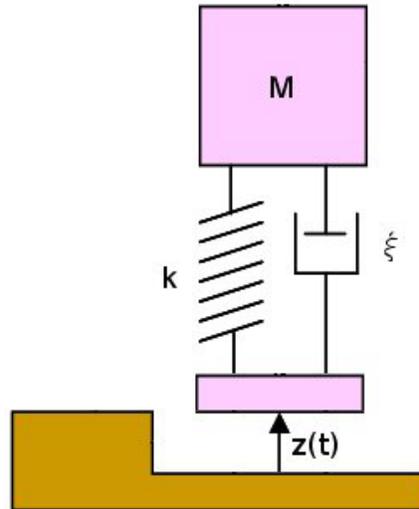


Fig.7: Sistema vincolato ad un supporto mobile con legge  $z(t)$

Avendo un corpo di massa  $M$  collegato mediante una molla di rigidezza  $k$  ed uno smorzatore di coeff. di smorzamento  $\xi$  ad un supporto mobile secondo un asse  $z$  con una legge di moto arbitraria, possiamo calcolare i valori di  $k$  e  $\xi$  che minimizzano le forze trasmesse al corpo. Se  $k$  e  $\xi$  sono costanti, il sistema è lineare. Ricordiamo che  $k$  è una forza per unità di spostamento, mentre  $\xi$  è una forza per unità di velocità. Massa, molla e smorzatore compongono un sistema del secondo ordine, che possiede una frequenza propria di risonanza. A parità di massa e molla, l'entità di  $\xi$  definisce un comportamento che può essere definito:

- frenato, per valori elevati di  $\xi$  ;
- critico, per  $\xi = 2 ( k M )^{1/2}$  ;
- oscillante, per valori inferiori a quello critico.

Da un punto di vista visuale, nel caso che la massa  $M$  venga sollecitata con uno spostamento  $z(t)$  di tipo **sinusoidale** (moto armonico), per qualunque valore di  $\xi$  a frequenze molto inferiori a quella di ris. la massa tenderà a seguire lo spostamento del supporto, mentre a frequenze più alte tende a rimanere ferma, oscillando in controfase. Il comportamento cambia radicalmente alla  $f.$  di ris.:

- se  $\xi$  ha il valore critico, alla frequenza di risonanza la massa oscilla come alle frequenze inferiori.

- se  $\xi$  assume un valore inferiore al critico, alla frequenza di risonanza la massa oscilla di più che alle frequenze inferiori. Se  $\xi$  è molto piccolo, le oscillazioni aumentano sempre +, fino a valori elevatissimi.
- se  $\xi$  assume un valore superiore al critico, alla frequenza di risonanza la massa oscilla di meno che alle frequenze inferiori.

Se invece la sollecitazione è di tipo **impulsivo**, come nel caso di uno spostamento istantaneo verso l'alto del supporto, abbiamo 3 diversi comportamenti:

- se  $\xi$  ha il valore critico, durante l'impulso la massa acquisisce subito una certa velocità. Dopo l'impulso la massa sale ancora, superando di poco la nuova posizione di equilibrio, poi si stabilizza senza oscillazioni.
- se  $\xi$  assume un valore inferiore al critico, durante l'impulso la massa acquisisce poca velocità. Dopo l'impulso, invece, rimbalza ed entra in oscillazione. Se  $\xi$  è molto piccolo, o nullo, le oscillazioni dureranno parecchio tempo.
- se  $\xi$  assume un valore superiore al critico, l'impulso colpisce la massa con grande forza e la sposta immediatamente, dopodiché non avviene alcuna oscillazione.

Si può quindi affermare che, visto che per  $\xi$  critico la forza massima trasmessa alla massa durante l'impulso e dopo di esso sono alquanto equilibrate, oltretutto senza generazione di oscillazioni, esso rappresenta una scelta ottimale, o comunque molto vicina ad essa.

E' da notare che, a seconda del campo di frequenze + probabili di oscillazione del supporto, la scelta del coef. di smorz. varia: per frequenze alte rispetto alla risonanza conviene puntare su smorzamenti + bassi, per frequenze basse su smorzamenti + alti. Per quanto riguarda la scelta della frequenza di risonanza (e quindi del  $k$  della molla), quando possibile è bene che sia inferiore al range di frequenze di lavoro.

## Massa + molla + smorzatore appoggiati su un supporto mobile

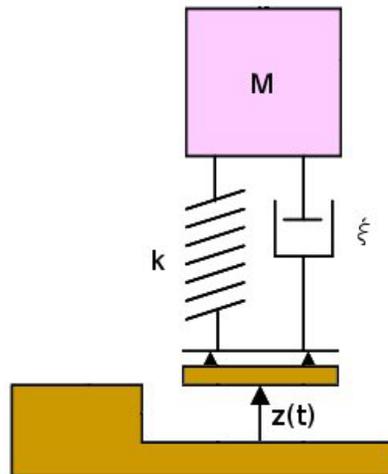


Fig.8: come in fig.7, ma il sistema ora è soltanto appoggiato sul supporto

Se il corpo in questione si muove secondo un asse  $z$  verticale, è soggetto al peso proprio ed è soltanto **appoggiato** su di un supporto che oscilla, allora interviene un altro fenomeno: il distacco dal supporto.

Questo è da considerare, in linea di massima, un fenomeno negativo, visto che al momento del ritorno in contatto si generano urti, che devono essere opportunamente smorzati. La soluzione del problema richiede un trucco: lo smorzamento nella direzione del distacco (**rebound**) deve essere un po' maggiore di quella nella direzione di avvicinamento (**compression**), in quanto evitando il distacco si evita anche il colpo del successivo contatto. In questo modo, però, il sistema non è più lineare.

Già a questo livello vediamo che:

- 1) E' necessario scegliere una frequenza di risonanza, che determinerà la costante elastica della molla secondo l'espressione  $f_r = (k/M)^{1/2} / 2\pi$  ;
- 2) E' necessario scegliere una coppia di coeff. di smorz., uno per il ritorno ed uno per la compressione.

Di questi due quello dell'estensione dev'essere almeno pari (o comunque prossimo) allo smorz. critico, altrimenti si avrebbero noiose oscillazioni.

## Massa + 2 molle + 2 smorzatori appoggiati su due supporti mobili

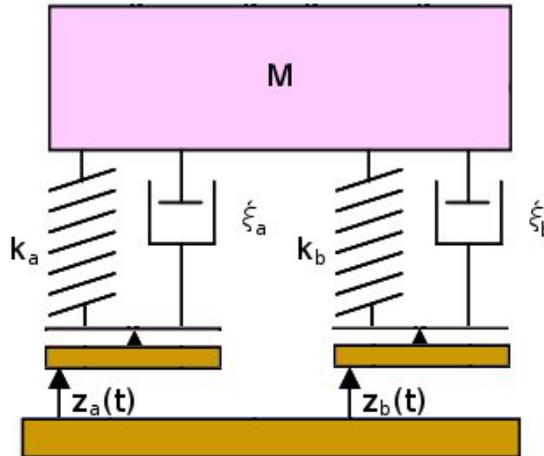


Fig.9: schematizzazione del veicolo a sosp. indipendenti, senza tenere conto delle masse non sospese.

Se il corpo è appoggiato senza attrito su **due** supporti piani oscillanti secondo direzioni verticali (i punti di appoggio delle ruote del motoveicolo) si crea un ulteriore problema: oltre alla ascissa verticale del baricentro è presente una rotazione che, prendendo a prestito il termine dal gergo marinaro/aeronautico, si chiama **beccheggio**. Oltre al problema di limitare le forze trasferite nella direzione verticale (ed evitare i distacchi), occorre in qualche modo limitare le accelerazioni angolari di beccheggio: un criterio senz'altro valido potrebbe essere quello di **disaccoppiare le forze sui due supporti** (un colpo singolo su una sospensione non dà luogo a reazioni sull'altra). Questo è possibile anche con sospensioni indipendenti, se i punti di appoggio sono ad una distanza ben precisa funzione del momento d'inerzia del sistema secondo l'asse di beccheggio (perpendicolare al piano del veicolo): nel caso di un motoveicolo, questo avverrebbe se i punti di appoggio delle ruote fossero a circa 70-80 cm fra loro, lasciando però tutte le masse come sono normalmente.

Visto che questa relazione non è realizzata né dalle auto né dalle moto di normale uso, occorre trovare un'altra soluzione.

Ebbene, esistono 2 tipi di schemi sospensivi che possono risolvere il problema:

- 1) Sospensioni interconnesse: i due moti (verticale e beccheggio) sono separati e smorzati indipendentemente l'uno dall'altro (Mini Morris, Citroen Diane, Citroen 2CV nel settore auto);
- 2) Sospensioni indipendenti: tutto è affidato alla corretta taratura delle sospensioni, ed il risultato è comunque un po' inferiore al caso precedente. In pratica è sufficiente che la compressione sia molto meno smorzata dell'estensione, ovvero circa 10 volte meno se si punta al comfort di marcia (può essere un po' + dura per i veicoli sportivi), ma soprattutto i coeff. di smorz. devono essere legati da un rapporto ben preciso.

Essendo l'interasse delle ruote parecchio maggiore rispetto a quello di disaccoppiamento, un colpo verso l'alto su una sospensione si traduce in una reazione verso l'alto anche sull'altra sospensione, in quanto si ha una specie di effetto leva. Rispetto a prima ora dobbiamo scegliere 4 smorzamenti, due in compressione e due in estensione, e 2 costanti elastiche. Inoltre, rispetto a prima abbiamo 2 frequenze di risonanza: una per la traslazione ed una per la rotazione.

## Equazioni

Nonostante il sistema non sia più lineare, si può però ragionare come se, nelle fasi fra un'inversione di moto relativo e l'altra, sia "localmente lineare". Si può notare, fra l'altro, che i momenti in cui una sospensione lavora in estensione e l'altra in compressione sono piuttosto brevi. Per minimizzare in maniera ottimale sia l'accelerazione di beccheggio che l'accelerazione verso l'alto, e per uniformare le reazioni sui due supporti, occorre rispettare alcune condizioni (supponendo che i coeff. di rigidezza e quelli di smorz. siano costanti in una singola corsa):

- se il carico statico sulla ruota anteriore è A e quello sulla ruota posteriore è B, le rigidezze delle due sospensioni devono essere nel rapporto:

$$k_a / k_b = A/B \quad (1.1)$$

- idem per i coefficienti di smorzamento della compressione:

$$\xi_{ca} / \xi_{cb} = A/B \quad (1.2)$$

- e per i coefficienti di smorzamento dell'estensione (rebound):

$$\xi_{ra} / \xi_{rb} = A/B \quad (1.3)$$

Si noti che  $k_a$ ,  $\xi_{ca}$  e  $\xi_{ra}$  sono legati da una relazione con le relative grandezze  $k_{fork}$ ,  $\xi_{c\_fork}$  e  $\xi_{r\_fork}$  della forcella che tiene conto dell'inclinazione media dell'asse di sterzo  $\alpha$ . Ad esempio,

$$k_a = k_{fork} / \cos(\alpha) \quad (2.1)$$

Anche per il retrotreno vale una cosa simile:

$$k_b = k_{shock} * \rho_b \quad (2.2)$$

dove  $\rho_b$  è il rapporto medio di trasmissione fra ruota post. ed ammort. identificato dal forcellone e dai leveraggi "progressivi", con valori tipici intorno a 0.3 . N.b.: in inglese "shock absorber" indica il monoammortizzatore, e "fork" è ovviamente la forcella.

Si noti che  $k_{fork}$  non è la semplice somma dei k delle molle presenti all'interno della forcella, perché deve tenere conto anche dell'effetto dell'aria presente negli steli. A causa dell'aria la forza prodotta dalla forcella non varia in modo lineare, bensì secondo una curva detta politropica: si può prendere a riferimento il valore di rigidezza a metà corsa. Lo smorzamento, al contrario, agisce in modo lineare.

## Motociclo reale

Passando a parlare di un veicolo a due ruote (motociclo), rispetto al caso generale descritto finora c'è la differenza che il grafico delle asperità che colpiscono la ruota anteriore è identico (salvo le piccole differenze legate ai diversi diametri delle due ruote) a quello relativo alla ruota posteriore, ma

distanziato di un tempo pari a  $I / V$ , dove  $I$  è l'interasse del veicolo e  $V$  la sua velocità di avanzamento. Questo comporta che, ad una velocità ben precisa  $V_{pitch} = I * f_{pitch}$ , dove  $f_{pitch}$  è frequenza di risonanza del beccheggio, il sistema viene eccitato dalle asperità del terreno proprio a quella frequenza: essendo il beccheggio un fenomeno piuttosto fastidioso, conviene che questa velocità sia la più bassa possibile (velocità minima del veicolo), per cui si dovrebbe tendere, soprattutto nei veicoli fuoristrada, a non esagerare con le costanti elastiche, e tanto meno con i fattori di smorzamento.<sup>2</sup>

Finché il sistema rimane localmente lineare il comportamento è esattamente lo stesso sia sulle piccole asperità che sulle grandi, ed a qualsiasi velocità  $V$  (quantomeno fino al distacco delle ruote dal terreno): ciò equivale a dire che la costante di tempo ( $\tau$  nel manuale di RS) legata all'assorbimento di un certo ostacolo (scalino, dosso o buca) è indipendente dalle dimensioni dell'ostacolo, e che le forze in gioco sono invece proporzionali. Ragionando in quest'ottica conviene che le frequenze di risonanza relative alla traslazione verticale ed al beccheggio siano il più possibile vicine, il che si traduce in una scelta ben precisa dei rapporti:

$$\xi_{ca} / \xi_{ra} = \xi_{cb} / \xi_{rb}$$

A questo punto è sufficiente scegliere una costante elastica ed uno dei coeff. di smorz. della compressione ed abbiamo delineato tutto lo schema sospensivo.

### **Motivazione della progressività della sospensione posteriore**

Da un certo punto di vista, la forcella è già progressiva, visto che sfrutta l'aria in essa contenuta per aumentare la propria rigidità elastica quando è parecchio compressa. Al posteriore questo è difficile da realizzare con i due ammortizzatori, mentre con un solo ammortizzatore, potendo utilizzare un sistema di trasmissione del moto evoluto, conviene rendere il rapporto di trasmissione variabile. Questa differenza di comportamento è utile nelle situazioni (accelerazione e frenata) in cui il carico è spostato tutto avanti o tutto indietro, e nelle quali una ruota è quasi completamente scarica: in queste condizioni una sospensione meno rigida aiuta ad evitare problemi come il saltellamento, di cui parleremo + avanti, ed in generale a copiare meglio le asperità. In teoria, infatti, le sospensioni dovrebbero adattare le costanti elastiche e gli smorzamenti al carico realmente esistente su ogni ruota, ma per fare questo occorrerebbe una gestione idraulica od elettronica veramente molto raffinata.

### **Teoria e realtà: il regime di velocità % nella corsa di compressione**

Giunti a questo punto, rendiamoci conto di quanto poco le nostre cavalature (a meno che non siano veramente ben preparate da esperti) rispecchino queste condizioni: significa che avantreno e retrotreno

---

2: N.B.: in questi ragionamenti il pilota è considerato soltanto seduto e tutto un pezzo con il veicolo. Nel motociclo reale, invece, si possono adottare due stili di guida: da seduto ed in piedi. La guida in piedi consente di svincolarsi dal beccheggio, fondamentalmente, per cui si possono adottare anche scelte apparentemente senza fondamento logico, come sospensioni molto rigide anche nella compressione. Inoltre esistono svariati stili di guida, fra cui quello in cui si carica fortemente l'avantreno: questo spiega certe tarature incredibili di moto guidate da campioni del motocross, ad esempio, dove la sospensione anteriore risulta essere parecchio più rigida della posteriore.

dovrebbero avere entrambi valori dei coeff. di smorzamento costanti a tutte le velocità relative ruota/telaio, ed oltretutto legate da un rapporto ben preciso.

Significa anche che parlare della sola forcella (come in quel topic su Thumpertalk visto prima) o del solo ammortizzatore non ha senso, in quanto il problema potrebbe essere da tutt'altra parte:

- **Caso A:** un monoammortizzatore con durezza eccessiva nella compressione mette a dura prova anche la forcella, perché quando questa colpisce un'asperità il veicolo dovrebbe sollevarsi e ruotare nel senso del beccheggio, riducendo così anche il colpo assorbito dalla forcella stessa. Se a causa dell'am. ruota poco, la forcella è costretta ad assorbire una botta + forte, per cui sembra dura o comunque non a posto.

- **Caso B:** allo stesso modo, se la durezza è sull'avantreno, la forcella fa ruotare il veicolo anziché assorbire il colpo, e quando il retrotreno viene raggiunto dalla stessa asperità la sospensione è così compressa che la botta viene amplificata, dando l'impressione che qualcosa non funzioni proprio lì.

Può nascere un problema anche nel caso che i coeff. di smorz. della **compressione**  $\xi_{ca}$  ed  $\xi_{cb}$  non siano costanti nel dominio della velocità, ovvero non abbiano lo stesso comportamento in funzione della velocità relativa della ruota. In particolare, si deve notare che il **regime di velocità percentuale** è diverso fra avantreno e retrotreno, quando uno dei due colpisce un'asperità.

Per “**regime di velocità percentuale**” intendiamo il rapporto fra la velocità istantanea del pistone della sospensione in una certa situazione in esame e quella massima che raggiungerebbe nella situazione reale più estrema ipotizzabile, come ad esempio un dosso alto 20 cm, dotato di rampa brevissima, affrontato a 100 km/h, con i freni della compressione annullati: lo chiameremo “**test limite**”. Se nel test limite il pistone di ogni stelo della forcella raggiunge i 5 m/s, allora sarà:

$$\text{regime di velocità \% dell'avantreno} = RVa = V_{\text{piston\_fork}} / 5.0 * 100$$

Analogamente, se il pistone dell'am. raggiunge (certamente non nello stesso istante) 1.6 m/s, sarà:

$$\text{regime di velocità \% del retrotreno} = RVb = V_{\text{piston\_shock}} / 1.6 * 100$$

Notare che, se ci riferissimo al regime di vel. % delle due ruote rispetto al telaio, i valori sarebbero rispettivamente identici a quelli appena visti.

Mentre la ruota anteriore colpisce un dosso, in quel preciso istante il regime di vel. % della forcella (ad esempio 60%) è superiore a quello dell'am. (supponiamo 30%), in quanto la spinta su quest'ultimo avviene per tramite del telaio, quindi in maniera + dolce. Quando la ruota posteriore arriva al dosso, i valori si invertono.

Prendiamo come **riferimento** il caso che  $\xi_{ca}$  ed  $\xi_{cb}$ , oltre a verificare la (1.2), siano costanti con la velocità del relativo pistone, producendo quindi la situazione di un sistema localmente lineare: in questo caso la moto riceve due impulsi (ovvero gli integrali della reazione del terreno moltiplicata per il differenziale del tempo **dt**) pressochè identici durante la compressione delle sospensioni da parte di uno stesso dosso isolato (test limite).

In confronto, se l'ammortizzatore presenta un andamento digressivo (coeff. di smorzamento calante con l'aumentare della velocità), quando la ruota anteriore colpirà il dosso la moto si comporterà grosso modo come nel caso di riferimento, mentre quando verrà il momento della ruota posteriore questa eserciterà un impulso minore: nel complesso il veicolo tenderà a ruotare leggermente nel senso dell'impennata (ricordiamoci che in questi processi la fase di ritorno delle sospensioni è comunque importantissima e quasi preponderante: noi supponiamo che sia già a posto).

Se invece l'ammortizzatore presentasse un andamento del  $\xi_{cb}$  progressivo (crescente con la velocità) avverrebbe l'esatto contrario.

Tuttavia, anche se le due sospensioni avessero  $\xi_{ca}$  e  $\xi_{cb}$  con identico andamento in funzione del regime di vel. relativo, comunque il comportamento del veicolo non sarebbe uguale a quello del caso di riferimento visto poco fa:

- se  $\xi_{ca}$  ed  $\xi_{cb}$  fossero entrambi progressivi, a parità di velocità il veicolo manifesterebbe scarsa sensibilità alle piccole asperità ma esalterebbe le grandi asperità, sia all'avantreno che al retrotreno.
- se  $\xi_{ca}$  ed  $\xi_{cb}$  fossero invece digressivi, allora il veicolo manifesterebbe ipersensibilità alle piccole asperità (sospensioni “dure a partire”, veicolo molto reattivo) ma attutirebbe con facilità le grandi asperità.

Occorre tener presente che esiste anche la progressività dei leveraggi dell'ammortizzatore, che provoca un aumento del  $k_b$  durante la compressione, ed un contemporaneo aumento di  $\xi_b$  (non linearità nel dominio spaziale della corsa della ruota). Le variazioni sono limitate, parliamo di un 25% sui veicoli moderni con i leveraggi. Per quel che attiene ai nostri calcoli, come valore di riferimento del rapporto di trasmissione ruota-am.  $\rho_b$  si può utilizzare quello a metà corsa. Rimane fermo che, per quanto detto, per il migliore accoppiamento fra avantreno e retrotreno converrebbe avere un  $\rho_b$  costante, mentre per la resistenza al fondocorsa conviene avere un certo aumento. Un andamento decrescente è da evitare.

## **KTM - TPS**

Il famigerato sistema TPS di KTM comporta una variazione del rapporto di trasmissione con la corsa della ruota poco favorevole, esattamente come accadeva con i due ammortizzatori fino alla fine degli anni '70. Il problema è dovuto al fatto che l'andamento di  $\rho_b$  in funzione della corsa è fortemente crescente ad inizio compress. e poi si stabilizza, mentre dovrebbe crescere linearmente. Anche la variazione totale è elevata. Pertanto è anche difficile trovare un valore medio di riferimento.

## **Corsa di ritorno**

Per quanto riguarda il ritorno, non ha molto senso avere un comportamento progressivo: semmai sarebbe da preferire digressivo, in modo da smorzare molto le oscillazioni a bassa frequenza (che interessano l'intero veicolo) e poco quelle ad alta frequenza (che interessano soltanto le masse non sospese). In ammortizzatori molto spartani il ritorno è controllato da un piatto premuto da una molla

(check plate), che è quanto di + digressivo si possa immaginare: in effetti non è poi così sbagliato, visto che comunque il bleeding hole aggiunge un minimo di sensibilità alle basse velocità relative, mentre alle alte velocità relative si ha la massima capacità di seguire l'andamento del terreno<sup>3</sup>. Il difetto è la forte dipendenza del risultato dal peso che carica la sospensione, e quindi dal peso del pilota: la molla che insiste sul check plate dovrebbe essere regolata appositamente per ogni pilota. In effetti è proprio quello che accadeva con i primi monoammortizzatori White Power, dove il pacco dell'estensione era coadiuvato da una molla, e la regolazione del ritorno, anziché agire sul bleeding hole come oggi, agiva sul precarico della stessa molla.

Comunque sia, valori di  $\xi_{ra}$  e  $\xi_{rb}$  costanti con la vel. % del pistone, e tali da verificare la (1.3), sono certamente cautelativi. Come valore assoluto, invece, converrà mantenersi nel range di 0.7-0.9  $\xi_{critico}$ , dove  $\xi_{critico} = 2 (k M)^{1/2}$ . Per M, in questo caso, si intende la massa che carica staticamente la singola sospensione, quindi A o B nella nostra notazione, oppure la massa totale del veicolo nel caso che valgano le 1.1, 1.2 ed 1.3: in tal caso  $\xi_{critico}$  è relativo alla traslazione verticale del veicolo, ed abbiamo

$$\xi_{critico} = \xi_{ra} + \xi_{rb}, \quad k = k_a + k_b$$

Occorre dire che, di solito, le tarature standard del ritorno sono adeguate alla gran parte delle applicazioni, almeno da qualche decennio a questa parte. Una volta, invece, le sorprese non mancavano, soprattutto nel momento in cui si affermarono i monoamm. dotati di leveraggi progressivi.

### Masse non sospese: l'effetto ammortizzante delle ruote

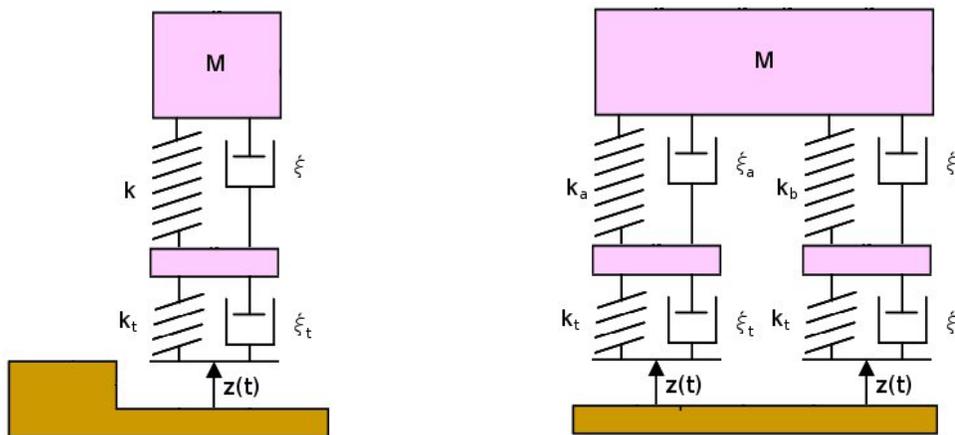


fig.10: effetto ammortizzante delle masse non sospese, nel caso di sospensione singola e doppia (motociclo).

Finora ci siamo occupati delle masse sospese. Tuttavia sono importanti, sia per il comfort che per la tenuta di strada, anche le masse non sospese. In queste le ruote svolgono una fondamentale funzione

<sup>3</sup>: In effetti un simile smorzatore non fa altro che sottrarre, durante l'estensione, una forza prossima a quella che insiste sulla ruota in condizioni statiche. E' evidente che il k della molla associata non può essere molto elevato.

smorzante, che dev'essere accuratamente controllata se si intende tirare fuori il massimo dalla propria moto. Visto che la ruota è soggetta a due smorzatori, ovvero il pneumatico stesso e gli amm. delle sospensioni, deve avere caratteristiche tali da sposarsi bene con quest'ultimi, in quanto non conviene tarare  $\xi_{ca}$  e  $\xi_{cb}$  in funzione delle ruote, dato che abbiamo già visto come questi valori derivino dalla ripartizione dei pesi. Pertanto dovremmo (in teoria) rispettare questa relazione:

- Rapporto fra le masse delle ruote:  $MR_a / MR_b = A/B$

In questo modo le frequenze di risonanza delle due ruote rispetto al telaio saranno uguali.

Per quanto riguarda la costante elastica e lo smorzamento propri della ruota, è evidente che possiamo agire soltanto sulla pressione di gonfiaggio (con la mousse neanche su quello) e sul tipo di pneumatico. Occorre prestare attenzione al fatto che particolari apparentemente innocui (corone in acciaio, catene + robuste, pneumatici maggiorati) modificano le masse non sospese, alterando questi rapporti.

La cosa + sensata è provare la moto in condizioni simili al **test limite**, magari a velocità + tranquille e con ostacoli di minore entità<sup>4</sup>. Questo test consente di trovare la pressione di gonfiaggio + opportuna, ma dev'essere preceduto da un'accurata taratura delle sospensioni, altrimenti potrebbe dare risultati aleatori. Si deve cercare di rendere minimo l'effetto del rimbalzo delle ruote. Lo smorzamento di questi rimbalzi da parte del pneumatico non può essere molto elevato, per motivi costruttivi e di consumi. Pertanto è affidato tutto al monoam. ed alla forcella, in particolare alla corsa di compressione. Se, tuttavia, le ruote sono troppo eterogenee, potrebbe essere difficile trovare una soluzione soddisfacente.

---

4: Al contrario, utilizzando il test limite per valutare la bontà delle sospensioni, conviene gonfiare parecchio + del solito i pneumatici, onde evidenziare soltanto i problemi delle sospensioni.

## PROBLEMI TIPICI DELLA FORCELLA

### A) SCARSA SCORREVOLEZZA ALLE BASSE VELOCITA' RELATIVE

Fra i problemi tipici che possiamo trovare su una forcella il + importante è certamente la scarsa scorrevolezza in compressione alle basse velocità del pistone, ovvero la difficoltà a “partire” sulle piccole asperità. Sappiamo che in gran parte dipende dalla qualità delle tenute in gomma, e che può essere migliorata molto con trattamenti particolari sugli steli. La scarsa scorrevolezza che discende, invece, dall'idraulica può essere risolta soltanto con innumerevoli prove e riprove.

Un parametro importante è la larghezza della sede dei port, che tanto + è grande, tanto + il distacco della prima lamella è lento e difficoltoso, il che si traduce in una incertezza nell'inizio della corsa di compressione.

Un problema è spesso individuabile nel BV-bleeding hole troppo piccolo, ovvero, per meglio dire, la somma di questo e del foro di lubrificazione. Per superare questo scoglio abbiamo varie armi a disposizione:

- 1) aumentare il diametro del foro di lubrificazione sull'asta del pistone (da evitare; comunque funziona soltanto con il MV-bleeding hole type 1, e riduce il range di regolazione dello stesso);
- 2) aumentare il diametro del BV-bleeding hole (può causare la rottura dell'asse della BV);
- 3) forare il piatto della check-valve (da evitare, il funzionamento sarebbe variabile a seconda della posizione dei fori rispetto ai port del pistone);
- 4) forare il pistone della BV, realizzando un leaking hole. Da notare che questo è, in realtà, un foro in parallelo a quello di lubrificazione. Nel caso di MV-bleeding hole type 2, invece, è l'unico leaking hole presente;
- 5) montare una “bleeding shim” (o “bleeder shim”), ovvero una lamella che ha un diametro esterno comparabile con quello interno dei port. E' un intervento eccessivo, di solito, in quanto anche uno spessore di soli 0,05 mm risulta troppo; lamelle da 0,01 \_ 0,03 mm sono difficili da maneggiare, perché molto delicate.
- 6) montare addosso al pistone una lamella di piccolo spessore (0,10 mm) e di diametro leggermente inferiore (“reduced shim”) a quello esterno dei port del pistone. La lamella successiva dovrà invece avere tassativamente diametro maggiore o uguale di quello del bordo interno dei port;
- 7) tagliare uno o + bordi della prima lamella in corrispondenza dei port, per ottenere lo stesso effetto del punto 6, ma utilizzando una delle lamelle già in dotazione. In questo caso i tagli possono anche non essere uguali, bensì di differenti profondità. La prima lamella, evidentemente, deve essere montata con una precisa relazione angolare con i port.

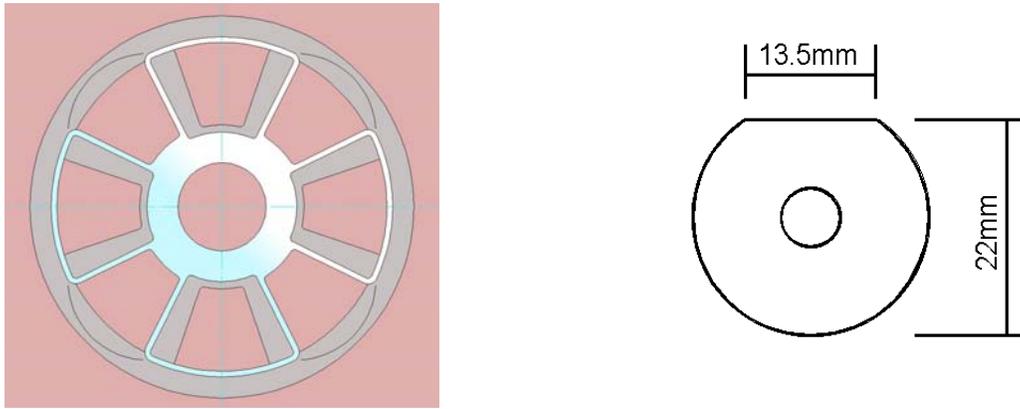


fig.11a - a sx: tipico pistone simmetrico a 4 port. A dx: prima lamella con un solo taglio.

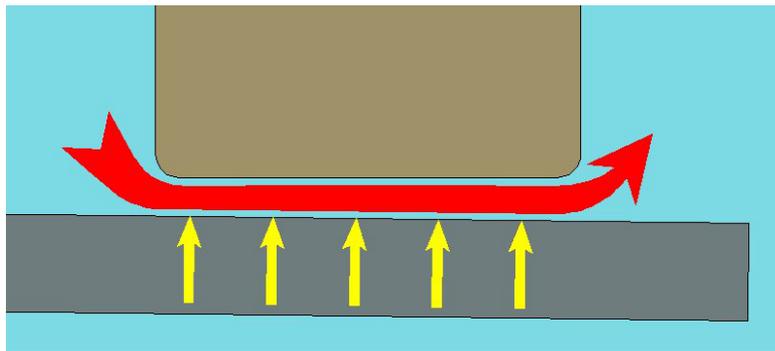


fig.11b – Flusso di olio attraverso lo spazio fra la sede (sul pistone) e la prima lamella. Per il trinomio invariante di Bernoulli, ad una alta velocità nel meato fra i due elementi corrisponde una spinta tendente ad avvicinare la lamella alla sede. Questo effetto è evidente soprattutto quando i due elementi sono ravvicinati.

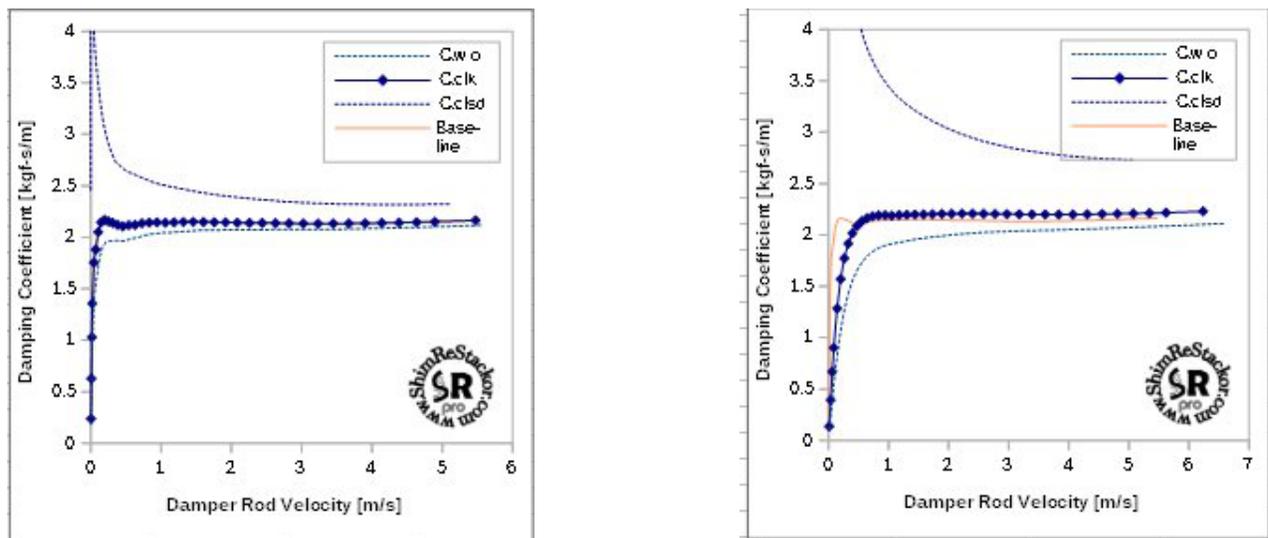


fig.11c - damping coeff.  $\xi_{ca}$  vs. velocità dell'asta, con port della BV iscritti in un cerchio con  $D=21.5$ : a sx miglior risultato utilizzando una reduced shim in testa da 20.6 mm, a dx miglior risultato utilizzando un pacco normale. Tutte le impostazioni di RS in appendice 1

A vantaggio delle soluzioni 6-7 occorre fare una puntualizzazione: il parametro  $w_{seat}$  si riferisce alla larghezza del bordo dei port. Questo valore è importante in quanto + è grande, più la lamella tende ad aderire alla sede al momento del distacco ed alle basse velocità (fig.11b). Questo effetto consta di due parti: un fenomeno transitorio (cioè che si attenua rapidamente nel tempo) legato al distacco dalla sede (effetto ventosa) ed uno permanente (misurabile anche a regime) legato all'effetto Bernoulli del fluido che scorre ad alta velocità fra la lamella ed il bordo. Sui grafici della fig.5 questo effetto si manifesta con uno spiccato incremento del coeff. di smorz. alle basse velocità (evidentissimo nei grafici prodotti da RS quando il bleeding flow è nullo, ovvero  $C_{clsd}$ ), e può essere mitigato, oltre che riducendo  $w_{seat}$ , con un'appropriata regolazione del bleeding hole. Tuttavia quest'ultimo ha un comportamento non lineare, perché la perdita di pressione nell'orifizio, in queste condizioni di moto ( $n.$  di Reynolds medio), varia circa con il quadrato della portata di olio (quindi introduce una non linearità): può essere utile recuperare parte del bleeding flow (il flusso d'olio che attraversa normalmente il bleeding hole) creando un meato fra i port e la pila di lamelle, e questo è abbastanza semplice da realizzare con i metodi 6 e 7. Qui il fluido lavora in condizioni di moto più vicine al laminare ( $n.$  di Reynolds medio-basso, ovvero con quasi proporzionalità fra perdita di pressione e portata) e l'effetto Bernoulli è meno marcato. Oltre a questo, se la prima lamella non tocca i bordi dei port in un'ampia zona, è evidente che il suo distacco sarà notevolmente + veloce, e quindi il transitorio ridotto.

Tutto questo si vede bene nei grafici della figura 10c (BVc DRz400), in cui abbiamo i migliori risultati possibili sia utilizzando una reduced shim che non: si vede bene che nel primo caso il coeff. di smorzamento è praticamente costante fino a velocità relative basse, mentre nel secondo caso decade già a velocità medie. Questo ha una ricaduta sul comportamento del veicolo e, come già detto, un coeff. costante è da considerare sempre migliore.

Ci si può avvicinare ad un risultato del genere anche utilizzando un ago del bleeding hole della BV con una geometria tale<sup>5</sup> da far lavorare il fluido a basso  $n.$  di Reynolds (moto laminare): anche questo è descritto, da qualche parte, dentro il manuale di RS. Purtroppo, però, questa soluzione non dà vantaggi per la riduzione dell'effetto Bernoulli, come pure dell'effetto ventosa.

Volendo andare oltre, per un pistone a 4 port si potrebbe realizzare una prima lamella a “**croce di Malta**”, come in Fig.12, con i bordi appena più stretti (circa 0.1 mm) del port sottostante. Le successive lamelle dovrebbero comunque essere di tipo circolare. Il vantaggio consiste nel fatto che una prima lamella siffatta aderisce sempre alla seconda lamella durante il movimento, mentre con la soluzione 7 non è detto, ed inoltre il distacco è il + veloce immaginabile, visto che la prima lamella non aderisce da nessuna parte alla sede, se non ai diametri interni, dove il distacco è veramente minimo.

Ancora in Fig.12 notiamo un pacco di lamelle con in testa una “reduced shim”. Rispetto ad una “bleeding shim” la differenza di diametro rispetto all'esterno dei fori dei port è di pochi decimi di mm, e lo spessore superiore. Notiamo anche che il pacco in questione presenta due stadi. In questi casi il

---

5: una soluzione può essere quella di rendere lo spillo molto lungo, ovvero a bassa conicità, se non addirittura cilindrico. Eventualmente, anche il foro potrebbe essere conico.

bleeding hole può lavorare quasi completamente chiuso.

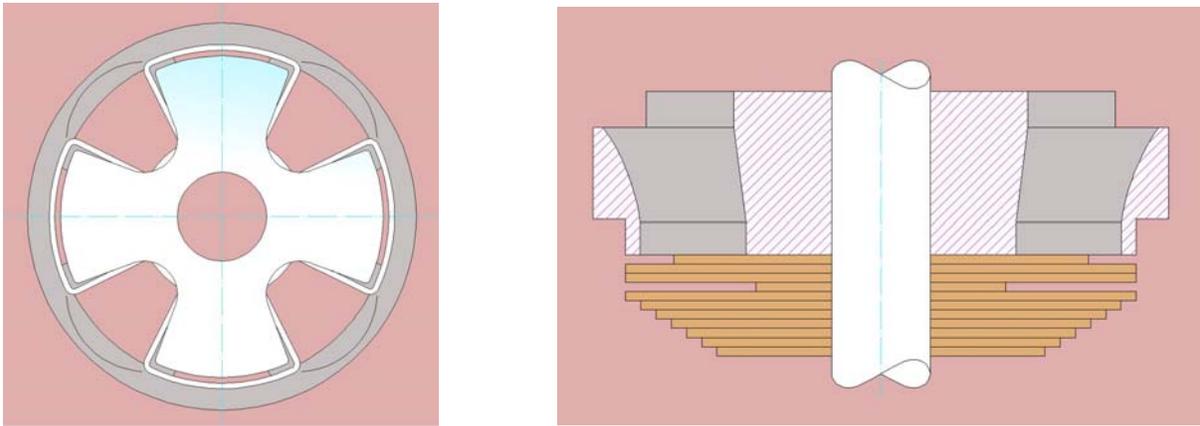


Fig.12 - a sx: prima lamella a “croce di Malta”; a dx: prima lamella a diametro ridotto.

Ribadiamo che, oltre a presentare un motivo di possibile usura anomala della faccia del pistone, queste soluzioni non possono essere utilizzate sulla MV-Compression. Sulla MVR, al contrario, erano utilizzate tempo fa al posto del leaking hole, ad esempio sugli ammortizzatori White Power.

Nel manuale di RS, nella descrizione del parametro d.port, viene specificato che questo tipo di esperimenti non sono ammessi, e che il programma si bloccherà invocando un errore nei dati di input. Alla prova dei fatti, però, se è vero che non c'è modo di rappresentare lamelle non circolari, è anche vero che sia la “reduced shim” che la “bleeding shim” non provocano alcun blocco, anzi, il risultato della simulazione è quello previsto. Il blocco scatterà se tutte le lamelle hanno diametro inferiore a  $2*(r_{port} + d_{port})$ , ma è sufficiente che una sola eguagli o superi questo valore.

Per quanto riguarda la MVC (MidValve-Compression), nelle forcelle a camera aperta non sempre è presente a causa delle sue limitazioni, già discusse. Per quanto riguarda il suo funzionamento alle basse velocità relative, si può dire che di solito conviene lasciare le lamelle flottanti (parametro “float” positivo): in questo modo essa è indipendente dalla regolazione del bleeding hole della MVR (MidValve-Rebound), e va ad interessare soltanto le velocità medio-alte del pistone. Al contrario, non conviene montare la bleeding shim in quanto altererebbe il comportamento del bleeding hole della MVR.

## B) REAZIONI VIOLENTE ALLE ALTE VELOCITA' RELATIVE

Quando la ruota, durante l'estensione della sospensione, non riesce a seguire il profilo del terreno, può staccarsi da esso, per cui esiste un preciso profilo di velocità massima della ruota (relativamente al telaio) durante l'estensione. Al contrario, nella compressione può capitare di tutto, passando da dune dolcissime fino al “test limite” visto prima. Se sbagliamo la valutazione della velocità del veicolo in funzione dell'ostacolo ed incorriamo in un fondo-corsa certamente abbiamo una colpa, ma se la

sospensione reagisce con secchi colpi ad ogni scalino di pochi cm affrontato a forte velocità, obiettivamente qualcosa non va. Fra l'altro, nelle gare di velocità su pista questo tipo di problema conduce ad un rapido deterioramento del pneumatico. Nel fuoristrada, invece, è la causa di prematura stanchezza del conducente, di perdite di aderenza pericolose e di fastidiosi turbamenti dell'assetto della moto.

Questo problema è presente in quasi tutte le forcelle prodotte fino alla metà degli anni 90, su per giù, e su molte prodotte anche dopo. E' un problema legato alla dimensione dei passaggi dell'olio che interessano il flusso generato dalla compressione. Questo flusso è parecchio minore di quello generato dall'estensione (almeno 5 volte) a parità di condizioni, ma essendo le velocità relative della compressione completamente aleatorie è facile arrivare a portate superiori: in queste condizioni la resistenza generata diventa talmente grande (variando con il quadrato della portata) che può sormontare quella generata dalle pile della BV e della MVC, determinando un'impennata del coeff. di smorzamento. In fig.13 notiamo che  $h_{deck}$  della compressione non riguarda il pacco della compressione, bensì la check-valve sul lato opposto del pistone, perché il flusso di olio generato dalla corsa di compressione passa da lì.



fig.13: a sx vediamo la classica BV della forcella (in posizione rovesciata rispetto al reale, da manuale RS), dove sotto il pistone c'è una check-valve e sopra la pila di lamelle. Sono specificati i parametri  $h_{deck}$  per la compressione ed il ritorno. A dx vediamo una "delta shim".

Spesso l'unico modo per ovviare a queste carenze di progetto della BV e/o della MV è sostituirle con modelli più appropriati, ad esempio le note Gold Valve di Race Tech, mentre in altri casi si possono modificare i pistoni per ampliare i passaggi.

Il manuale di RS nomina anche le lamelle a delta (delta shims, fig.13), quando descrive il parametro di input  $h_{deck}$ . Queste sono relative a pistoni a 3 port, ed hanno una forma triangolare con spigoli stondati. Per il pistone a 4 port avrebbero la forma a croce di Malta già vista, ma non sono usate. Per migliorare fortemente il passaggio di olio inverso (quanto queste lamelle sono chiuse, ad esempio durante la compressione se le suddette sono nel pacco MVR) occorre che siano tutte con questa foggia, ed in questo caso è possibile arrivare a sfiorare, con il diametro esterno, la parete interna della camera. Comunque sia, anche l'impiego di una/due delta shim nel primo stadio (affacciato al pistone) può già dare buoni risultati anche in questo settore, anche se rimane il problema del loro corretto montaggio,

non del tutto facile.

## **PROBLEMI TIPICI DEL MONOAMMORTIZZATORE**

### **SALTELLII IN FRENATA**

In frenata spesso la ruota posteriore sobbalza ed innesca saltellii fastidiosi: occorre dire che la situazione del retrotreno in questa situazione è critica, in quanto abbiamo una ruota, normalmente caricata con il 70-100% del carico, che di colpo si trova a galleggiare con il 10-20% del carico.

A parte il caso di un'anomalia dell'ammortizzatore (pressione bladder insufficiente e/o presenza di schiuma nell'olio), di solito il problema è determinato (o fortemente condizionato) più dall'eccessiva pressione dello pneumatico posteriore (o dalla rigidità della carcassa, ad esempio se invecchiata) e da giochi eccessivi nei meccanismi della sospensione, che da tutto il resto. Un peso anomalo del gruppo ruota/corona/catena può giocare anch'esso un ruolo fondamentale. E' da indagare se un eccessivo sbattimento della catena può influire. Occorre precisare che uno dei motivi dell'introduzione dei leveraggi con rapporto di trasmissione progressivamente crescente (detti infatti "progressivi") era proprio quello di rendere sufficientemente morbida la sospensione nella prima parte della corsa, ma non si può pensare che basti soltanto questo a scongiurare il problema.

Su questi argomenti i preparatori fondano le loro fortune/sfortune, per cui non è semplice giungere ad una soluzione unica e certa. Possiamo però osservare questo:

- **COMPRESSIONE:** visto che i saltellii avvengono a medio-basse velocità relative del pistone, potrebbe essere importante che  $\xi_{cb}$  (coef. di smorzamento della compressione) non crolli alle bassissime velocità relative come si vede in fig.11c (diagramma a dx) per la forcella: in quelle condizioni un comportamento lineare fino all'estremo ( $\xi_{cb}$  costante) può aiutare.
- **RITORNO:** in questo caso ci troviamo, al contrario, nel range di velocità medio-alte, per cui un comportamento costante o progressivo di  $\xi_{rb}$  dovrebbe garantire risultati migliori, da questo punto di vista, rispetto ad un comportamento digressivo.

### **ALTRE PROBLEMATICHE**

Ovviamente i problemi tipici della forcella si possono ritrovare anche nel monoam., tuttavia difficilmente troveremo difficoltà ad assorbire le piccole asperità, e questo (ovviamente) perché le forze di attrito tipiche di questo componente sono molto + basse rispetto alla forcella: in quest'ultima le reazioni del terreno producono un aumento aleatorio delle forze di attrito durante il funzionamento, peggiorandone le prestazioni ammortizzanti. Al contrario, mentre il mono lavora non è disturbato da nient'altro. Un altro aspetto da tener presente è che l'influenza dei registri della forcella spesso non è paragonabile a quella dei registri del mono: è decisamente scarsa, specialmente sulle Open Chamber, e questo comporta che il lavoro di affinamento delle sospensioni si attui soprattutto con aggiustamenti dei registri del mono. Il problema, smanettando i vari registri (soprattutto quelli della compressione), è quindi avere dei coeff. di smorz. che spino abbastanza bene quelli della forcella. Facendo degli

esperimenti su RS Pro, difatti, non ci vuole molto a capire che il registro delle alte velocità della compressione, ad esempio, deve essere veramente ben concepito per non modificare bislaccamente il coef. di smorzamento. Pertanto conviene effettuare una taratura di base (con RS Pro) la più vicina possibile all'ideale (cioè che si accoppia bene con il comportamento della forcella), possibilmente con i registri a metà corsa, e poi lavorare di fino per ottenere un risultato tangibile di grande equilibrio.

Infine, dal manuale di RS apprendo che il pistone dell'ammortizzatore, solitamente, non è piano ma incavato. Questo incavo è estremamente contenuto come profondità, parliamo di qualche centesimo di mm, tuttavia conviene che sia eliminato per evitare il leggero effetto digressivo che ciò comporta sulla curva del coef. di smorzamento. Fra l'altro, non considerare questo incavo nei dati di input di RS porterebbe ad un errore nella simulazione. Attenzione: le facce devono essere spianate completamente, in quanto una concavità residua al centro sarebbe peggiore della situazione iniziale. Non saprei dire se il problema riguarda anche il pistone della base valve e/o quelli della forcella.

## L'OLIO

### 1) Viscosità

La viscosità dell'olio è molto importante, e risulta da un compromesso fra la necessità di mitigare sia l'effetto Bernoulli che l'effetto ventosa. Infatti l'effetto Bernoulli è più evidente quando il fluido lavora a numeri di Reynolds alti. Aumentando la viscosità dell'olio, oltre ad aumentare tutte le pressioni a parità di velocità del pistone, il n. di Reynolds si abbassa.

Al contrario, l'effetto ventosa diventa + importante all'aumentare della viscosità, per cui i fenomeni transitori ad esso collegati diventano + lunghi e quindi meno trascurabili.

Da tutte queste considerazioni discende l'uso dell'olio cosiddetto SAE5, che in realtà è un termine poco adatto in quanto si tratta di un multigrado. Normalmente con questo termine si indica un olio con una viscosità a 25°C di circa 16 cSt (centiStokes, una unità di misura della viscosità cinematica).

**Nell'uso di RS occorre considerare che, variando pesantemente la viscosità dell'olio, nella situazione reale si potrebbe incorrere in ingenti effetti transitori che la simulazione trascura,** visto che si occupa soltanto di ciò che accade a regime, quando i transitori sono terminati.

Spendiamo qui due parole anche al riguardo delle forcelle tradizionali a camera aperta + vecchie (fino al 1989, grosso modo), che non hanno regolazione dell'estensione: in questo caso non è possibile aggiustare le basse velocità del ritorno, pertanto c'è il rischio di trovarsi con una forcella che rimbalza o che ritorna con lentezza: in tali casi occorre un olio della giusta viscosità, che spesso era il SAE7.5. In casi particolari, tuttavia, era indispensabile utilizzare un olio con viscosità di base leggermente diversa (per utilizzo a temperature estreme, ad esempio), e questo non può essere fatto in altro modo se non miscelando due oli con indice di viscosità prossimo a quello cercato.

Da un punto di vista teorico, la viscosità di una miscela di liquidi molto simili fra loro è data approssimativamente dalla formula:

$$V = (X1*V1^{1/3} + X2*V2^{1/3})^3$$

dove X1 ed X2 sono le frazioni in volume (in teoria sarebbero le frazioni molari) di ciascun liquido rispetto al totale. S'intende che  $X1+X2 = 1$ . Nel nostro caso potrebbe essere utile realizzare un olio di viscosità diversa qualora volessimo ammorbidire od indurire leggermente il freno idraulico di una sospensione (ad esempio a causa della sostituzione della molla/e con altra/e di costante elastica molto diversa): spesso gli oli di viscosità intermedia (come ad esempio il SAE7.5) non si trovano facilmente, per cui si fa prima a realizzarlo in proprio utilizzando un SAE5 ed un SAE10 della stessa marca e tipo.

I valori di viscosità da utilizzare devono essere relativi alla stessa temperatura, e sono forniti dal fabbricante. Partendo da valori di viscosità, ad esempio di 16cSt (SAE5) e 32cSt (SAE10), per ottenere i 24 cSt del SAE7.5 occorrerà miscelare:

$$X1 = (24^{1/3} - (1 - X1) * 32^{1/3}) / 16^{1/3}$$

Risolvendo rispetto a X1 si ha:  $X1 = 0,44$

Per cui miscelando 0,44 litri di SAE5 e 0,56 litri di SAE10 dovremmo ottenere 1 litro di SAE7.5 .

Come ricordato nella sezione “Sample Apps” del sito RS, **un aumento della viscosità dell'olio rende il comportamento delle varie pile leggermente digressivo**, e richiede una diversa regolazione della vite del bleeding hole.

## 2) Gas disciolti e bolle d'aria

I gas disciolti nell'olio sono una frazione non trascurabile (anche 15% in volume), e certamente possono dare problemi, soprattutto nel monoamm. in quanto la base valve è posizionata in alto, proprio nel punto dove si accumula + facilmente la schiuma. L'unica soluzione è il trattamento dell'olio con una pompa a vuoto, operazione che solitamente è difficile attuare in casa<sup>6</sup>. La stessa operazione, potendo, sarebbe da effettuare anche al momento del riempimento dell'ammortizzatore: l'ultima cosa da chiudere è la BV, disposta in modo da permettere alle bolle di salire da tutte le camere. Il bladder dev'essere leggermente in pressione. Se si riesce, dall'attacco della base valve, a mettere in depressione tutto l'ammortizzatore, contemporaneamente muovendo il pistone per far salire le ultime bollicine, possiamo star tranquilli che di aria e gas disciolti rimarrà poca roba. Al momento dell'inserimento della BV occorre accertarsi che il bleeding hole sia aperto completamente.

## AMMORTIZZATORE SACHS

Quando si studia l'ammortizzatore Sachs occorre fare attenzione al fatto che, al contrario dei suoi omologhi giapponesi, non presenta un pistone con le facce piane (seppure estremamente scavate), in quanto nella parte esterna di ciascuna faccia è presente un sottile colletto circolare che ne rialza il bordo. Questo significa che le lamelle possono essere montate con un precarico + o meno marcato. Questa impostazione può essere rappresentata in RS mediante il parametro “float” di “shim stack configuration”, che va impostato su un opportuno valore negativo.

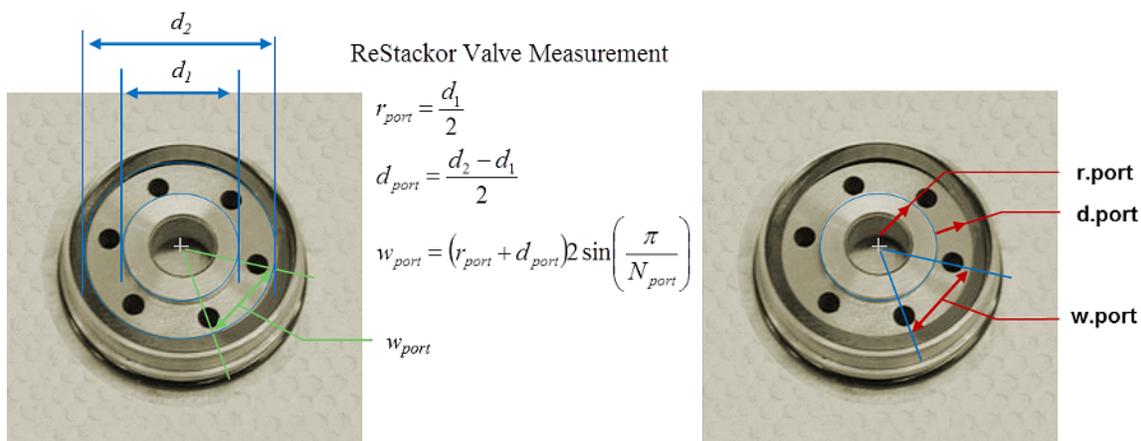


Fig.14: Pistone tipo Sachs, con indicazioni delle grandezze di input di RS

(immagine presa dal manuale di RS)

<sup>6</sup>: la forma più semplice di pompa a vuoto è il motore a benzina in moto al minimo: collegando al collettore di aspirazione (sperando di trovare un buco da qualche parte a cui collegarsi) una scatola ermetica contenente il liquido in questione, nel giro di qualche minuto dovrebbe essere sufficientemente libero dai gas.

## NUMERO DI PORT DEL PISTONE

Il numero dei port è da correlare alla forma circolare delle lamelle che, sebbene sembri scontata per la semplicità costruttiva, ha il vantaggio di aumentare parecchio la durezza all'aumentare del sollevamento del bordo, presentando quindi un coeff. di elasticità non costante. Questo è utile in quanto anche la legge che lega portata di olio, pressione e sollevamento del bordo non è lineare, pertanto i due effetti possono compensarsi, giocando sui vari parametri, contribuendo a generare un coeff. di smorzamento praticamente costante anche con un pacco monostadio.

La massima non-linearità elastica si ha per il caso del pistone dell'am. Sachs (senza port, c'è una unica superficie di scambio): è come se fossero presenti infiniti port. Deformandosi la lamella assume la forma di una ciotola, per cui all'effetto balestra (in senso radiale) si somma la riduzione della circonferenza esterna (spinte nel senso tangenziale), il che aumenta fortemente la resistenza all'apertura.

Normalmente, invece, si hanno 3 o 4 port nella BV e nella MV della forcella, mentre si arriva a 6 nella MV dell'am.. Ovviamente il numero di port è uguale sui due lati. Occorre anche notare che, mentre di solito il pistone della BV è simmetrico, il pistone della MV del mono è asimmetrico, con i port della compressione nettamente più estesi. Anche la pila di lamelle della compressione ha un diametro + grande dell'altra.

Mentre nel caso dell'am. Sachs la deformazione delle lamelle è assial-simmetrica, è evidente che in presenza dei port si avrà un sollevamento del bordo diverso a seconda della posizione: si solleverà di più in corrispondenza dei port. Questo determina una maggiore deformabilità ed un comportamento elastico più lineare, per cui la curva damping force vs. piston velocity (per una pila monostadio) assumerà un andamento + calante alle alte velocità. Per ovviare a ciò si possono utilizzare pile di lamelle a più stadi: alle basse velocità agirà il primo stadio, poi questo entrerà in contatto con il secondo, e via così, determinando un progressivo irrigidimento.

Nel caso delle pile di delta shim, mancando la circolarità, l'effetto radiale (a balestra) prevale sull'effetto tangenziale, per cui il coeff. di smorzamento diminuirà parecchio all'aumentare della portata di olio, per un pacco monostadio.

## DIVERSIFICARE, QUANDO POSSIBILE

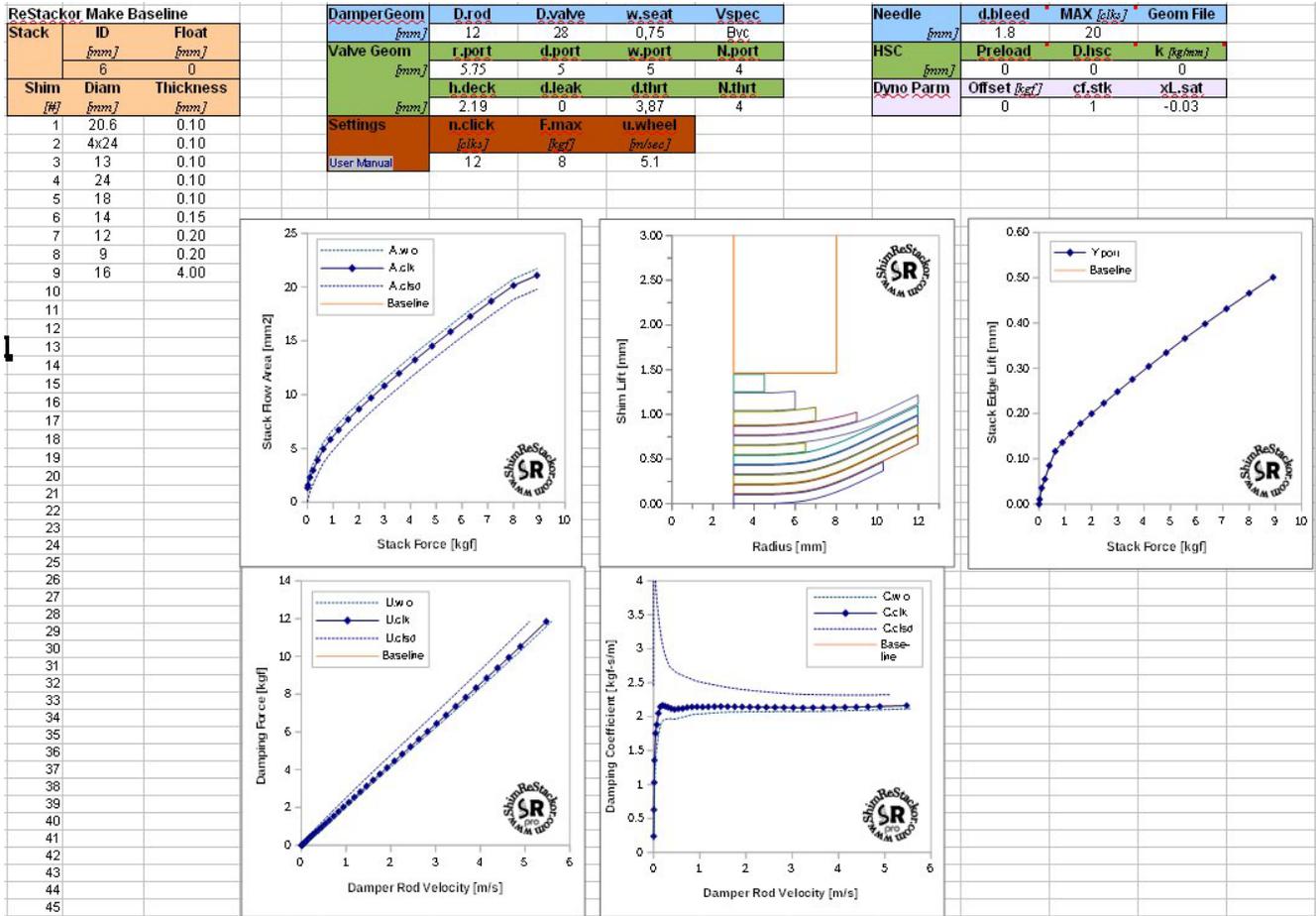
Sappiamo che normalmente la forcella è composta di due steli identici come schema costruttivo, e che solitamente arriva dalla fabbrica con tarature uguali sui due steli. In altri casi, al contrario, ogni stelo compie una funzione ben precisa, ad esempio uno stelo controlla il ritorno e l'altro la compressione.

Nel primo caso non è indispensabile che le tarature siano proprio identiche: innanzitutto le molle possono essere leggermente diverse, nel caso che non sia possibile trovare il valore esatto che ci occorre. Anche le tarature idrauliche possono variare: si possono usare pile di composizione diversa, ad

esempio, ed anche i click dei bleeding holes possono essere leggermente diversi.

In questo modo si eviterà di avere gli stessi difetti su ambedue gli steli: le diverse tarature si compenseranno a vicenda.

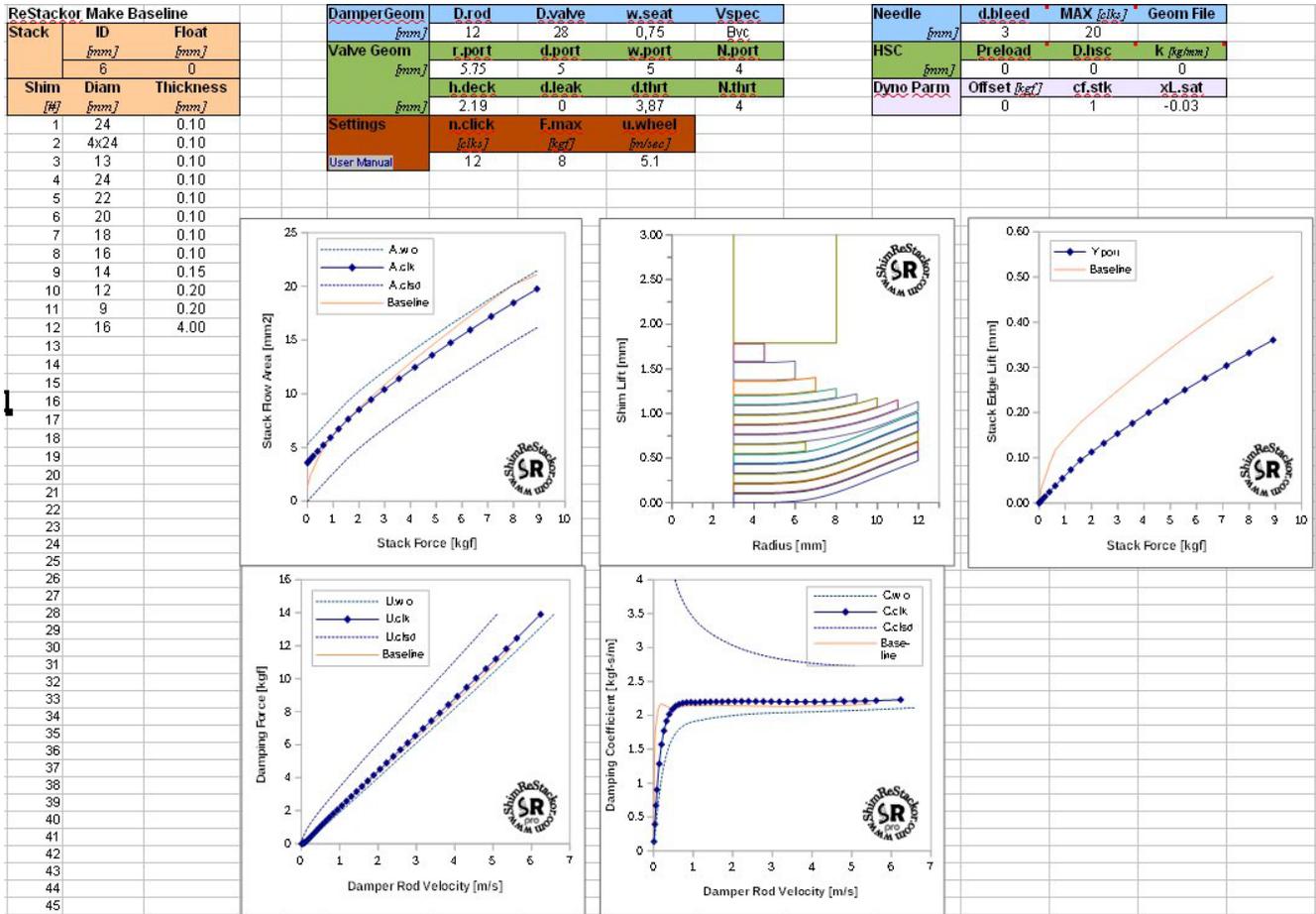
# APPENDICE 1



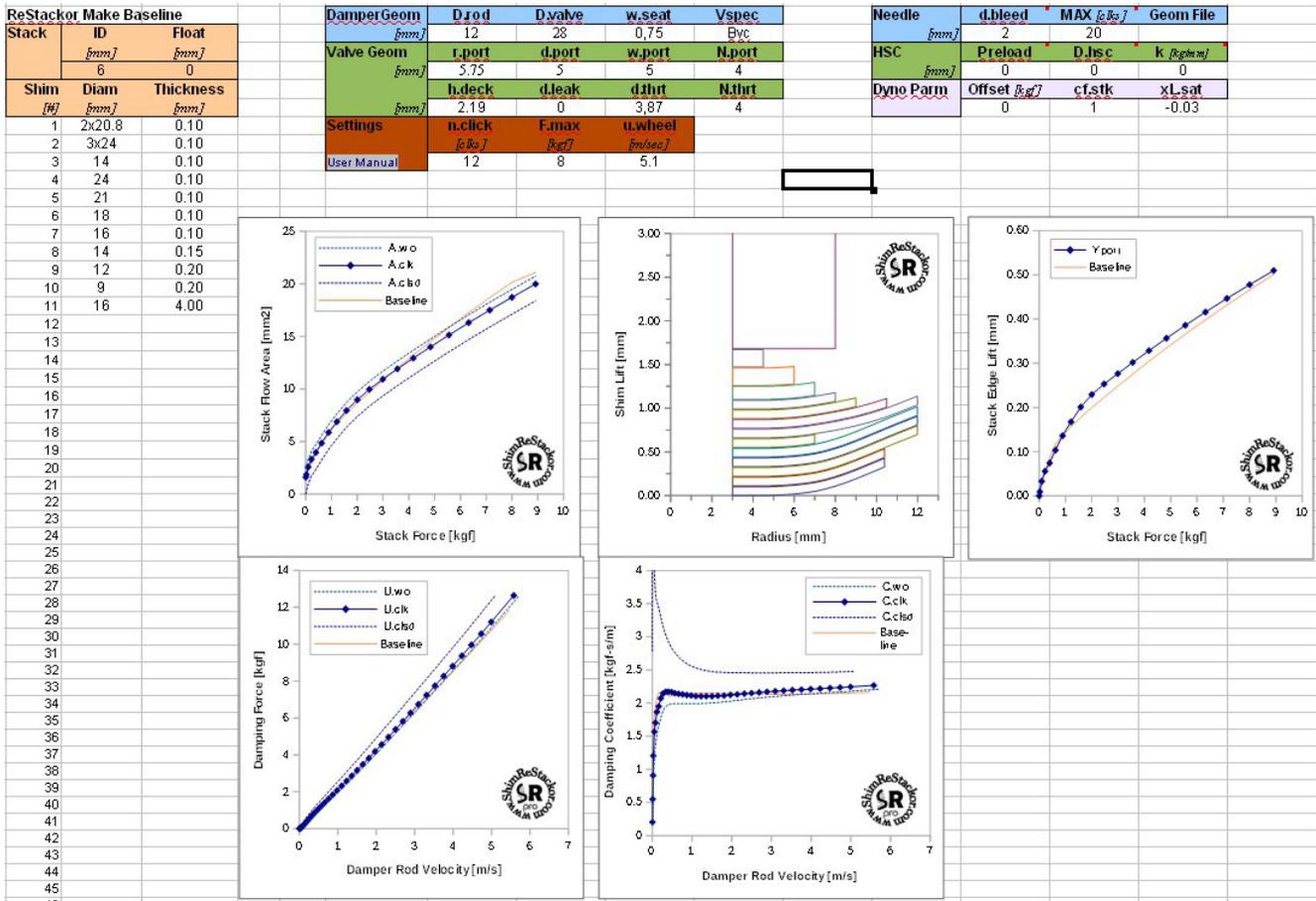
Impostazioni e risultati per lo spreadsheet RS-MVc della forcella Showa 49 mm della Suzuki DRz400e, pila modificata con la prima lamella ridotta ad un diametro (20.6 mm) minore di  $2 \cdot (r_{port} + d_{port}) = 21.5$  mm.

Come si può notare, la costanza del Damping Coeff. si manifesta già a circa 15 cm/s di velocità relativa.

N.B.: d.leak dovrebbe essere posto pari al foro di lubrificazione, invece è nullo. d.bleed è ridotto rispetto all'originale.



Come il precedente, ma con un pacco tradizionale e il diametro d.bleed aumentato fino a 3 mm (impossibile da realizzare su questa forcella). La costanza del Damping Coeff. si manifesta intorno ai 40 cm/s di velocità relativa.



Come i precedenti, ma con 2 lamelle della BV affacciate al pistone con diametro ridotto a 20.8 mm: si nota che non c'è un vantaggio rispetto al caso di una sola lamella ridotta a 20.6 mm.