

FÁBIO PAGOTTI SILVA  
MÁRIO AUGUSTO PINA COSTA



MELHORIA DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE UMA  
RÉPLICA DE PORSCHE SPYDER 550

*Apresentado*

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de  
São Paulo para obtenção do  
título de Bacharel em Engenharia.

*Aceito,  
Marcelo Massarani.  
16.12.99.*

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica  
Projeto e Fabricação

Orientador:

Marcelo Massarani

São Paulo

1999

**“Não escolhemos o país em que nascemos,  
mas construímos o país em que vivemos”**

**Rui Barbosa**

## AGRADECIMENTOS

Ao grande mestre e orientador Prof. Dr. Marcelo Massarani por toda a paciência, compreensão e apoio dedicados.

Aos nossos pais, pelo apoio irrestrito nas horas difíceis e pela educação que nos foi dada.

Aos nossos amigos, que nos ajudaram não apenas na execução deste trabalho, mas no convívio nestes difíceis dias que marcaram nosso final de curso.

## SUMÁRIO

|                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------|----|
| Resumo Geral.....                                             | 1  |
| ESTUDO DE VIABILIDADE .....                                   | 3  |
| 1.Estabelecimento da necessidade .....                        | 4  |
| 2.Características do veículo .....                            | 6  |
| 2.1 Motor .....                                               | 6  |
| 2.2 Transmissão.....                                          | 7  |
| 2.3 Direção.....                                              | 7  |
| 2.4 Suspensão Atual .....                                     | 8  |
| 2.5 Freios .....                                              | 8  |
| 2.6 Rodas e Pneus.....                                        | 8  |
| 2.7 Dimensões .....                                           | 9  |
| 2.8 Distribuição de massa .....                               | 9  |
| 2.9 Carroceria e chassi .....                                 | 9  |
| 3. Formulação do Projeto.....                                 | 10 |
| 3.1 Formulação de Características .....                       | 10 |
| 3.2 Necessidades Funcionais .....                             | 11 |
| 3.3 Necessidades Operacionais .....                           | 11 |
| 3.4 Necessidades Construtivas.....                            | 11 |
| 4. Síntese de soluções .....                                  | 12 |
| 4.1. Análise da Exequibilidade Física .....                   | 12 |
| 4.1.1. S L A. ( Short- Long Arm ) / Duplo A .....             | 12 |
| 4.1.2. Multi - Link .....                                     | 13 |
| 4.1.3. Trailing Arm .....                                     | 14 |
| 4.1.4. Ponte De Dion .....                                    | 16 |
| 4.2 Viabilidade Econômica.....                                | 17 |
| 4.2.1. Análise de custos da suspensão tipo Duplo A .....      | 18 |
| Fonte: Super Don .....                                        | 18 |
| 4.2.2. Análise de custos da suspensão tipo Multi-link.....    | 19 |
| 4.2.3. Análise de custos da suspensão tipo Trailing Arm.....  | 20 |
| 4.2.4. Análise de custos da suspensão tipo Ponte De Dion..... | 21 |
| 5. Matriz de Decisão .....                                    | 22 |
| PROJETO BÁSICO .....                                          | 23 |
| 1. Detalhamento da Solução Escolhida.....                     | 24 |
| 1.1. Funcionamento da Suspensão.....                          | 24 |
| 1.2. Estudo de Interferência .....                            | 24 |
| 1.3 Escolha da Manga de Eixo.....                             | 25 |
| 1.4. Projeto do Suporte da Manga .....                        | 27 |
| 1.5. Projeto da Ponte de Dion .....                           | 28 |
| 2. Problema Encontrado na Solução: .....                      | 29 |
| 2.1. Descrição do Problema Encontrado.....                    | 29 |

|                                           |    |
|-------------------------------------------|----|
| 2.2. Possíveis Soluções .....             | 30 |
| 2.3. Abandono da Solução .....            | 31 |
| 3. Escolha de Uma Nova Solução .....      | 31 |
| 4. Detalhamento da Nova Solução .....     | 33 |
| 4.1. Funcionamento da Suspensão.....      | 33 |
| 4.2. Projeto do Suporte da Manga .....    | 34 |
| 4.3. Projeto das Barras da Suspensão..... | 36 |
| 4.4. Estudo de Interferência .....        | 38 |
| 5. Cálculos de Verificação .....          | 39 |
| 5.1 Barras Inferiores.....                | 39 |
| 5.2 Suporte da Manga de Eixo.....         | 42 |
| 6. Construção de Modelo.....              | 44 |
| 7. Análise Final de Custos.....           | 45 |
| Anexo.....                                | 46 |
| Bibliografia.....                         | 47 |



## Resumo Geral

Este projeto foi iniciado pela necessidade da melhoria do comportamento dinâmico de uma Réplica de Porsche Spyder. Equipado com suspensão traseira de Fusca, este veículo tem um comportamento muitas vezes inesperado em curvas provocando situações, em alguns casos, de possível perda de controle.

Após a constatação de que seria necessária a mudança do tipo de suspensão, foi iniciado um estudo envolvendo os possíveis tipos que poderiam se adequar ao chassi atual. Os sistemas escolhidos foram *Duplo A*, *Multi-Link*, *Trailing Arm* e *Ponte de Dion*. Após um estudo envolvendo a elaboração de uma matriz de decisão, o sistema escolhido foi a *Ponte de Dion*, principalmente por sua baixa complexidade projeto e de implantação.

Neste momento, foi iniciado o projeto básico que envolveu a utilização do maior número de peças existentes no mercado, e a confecção de algumas peças, como a ponte entre as rodas e o suporte da manga de eixo.

Porém, enquanto a ponte estava sendo projetada, constatou-se que para seu correto funcionamento, existiria a necessidade de uma articulação nesta peça, com o objetivo de permitir um movimento independente entre as rodas. O grande apelo deste tipo de suspensão eram sua grande simplicidade e baixa complexidade, características que não seriam cumpridas com o projeto e confecção da articulação mencionada. Por estes motivos, a solução foi abandonada, e foi iniciada uma análise com o objetivo de encontrar uma nova solução.

A escolha da nova solução foi a *Multi-Link*, adaptada para o uso do facão, barra de torção e amortecedores originais. Este sistema consiste basicamente de três barras (duas inferiores e uma superior) unindo cada roda ao chassi. Para o correto funcionamento deste sistema, foi projetado um novo suporte da manga de eixo, além do retrabalho das barras inferiores, feito a partir da barra *Panhard* da suspensão traseira do Opala. A barra superior provém da barra de



direção do Opala, sendo todo o conjunto montado a partir da manga de eixo do Palio.

Após o projeto básico dos vários elementos, foram feitas verificações no software ANSYS, e finalizando este trabalho, foi feito um modelo com o objetivo de ilustrar o sistema projetado.



## ***ESTUDO DE VIABILIDADE***





## 1. Estabelecimento da necessidade

O Porsche <sup>S</sup>pyder 550 foi originalmente fabricado entre os anos de 1955 e 1958, quando foram produzidas cerca de 120 unidades. Originalmente projetado para disputar competições na classe de até 1500 cm<sup>3</sup>, ficou mundialmente famoso pelo seu desing extremamente arrojado e por uma fatalidade, a morte do ator James Dean ao pilotar um exemplar.

Devido a sua popularidade e ao pequena quantidade de veículos originais, surgiu um grande número de fabricantes de réplicas, que na maioria das vezes não condizem com o projeto de veículo.



Figura 1: Porsche Spyder 550

A réplica usada neste projeto foi adquirida na forma de um kit composto por uma carroceria de fibra de vidro e chassi tubular, preparado para receber mecânica VW.

O projeto tem como objetivo a melhoria do comportamento dinâmico de uma réplica de Porsche Spyder. A necessidade da melhoria surgiu da grande instabilidade apresentada pelo veículo, provocada pelo projeto da suspensão



traseira. Um projeto inadequado de uma suspensão compromete tanto o conforto como a segurança do usuário.

Quanto ao conforto, a suspensão deve funcionar como um filtro de acelerações entre o veículo e o motorista, acelerações estas causadas por irregularidades do terreno ou frenagens sucessivas. Quanto à segurança, a suspensão deve manter o máximo de contato possível entre os pneus do veículo e o solo.

A atual suspensão do tipo independente com semi-eixos oscilantes, apesar de ser resistente e de simples construção, não garante uma estabilidade satisfatória. Levando-se em conta que este veículo foi inicialmente projetado para o uso em competições, sua estabilidade é de vital importância.

A situação crítica ocorre durante uma curva, quando os dois pneus traseiros estão sofrendo a ação de forças laterais, porém mais acentuadamente no pneu “de fora”. A força cria um momento que faz o semi-eixo girar em torno de sua articulação, localizada junto ao diferencial, criando assim uma situação de cambagem acentuadamente positiva (figura 1). Este fenômeno provoca a perda de aderência do veículo, além da elevação da carroceria e do centro de massa em relação ao solo. Em situações normais o veículo tende a “sair de traseira”, porém em situações limites, existe o risco de capotamento, devido a elevação do centro de massa.

Com o objetivo de corrigir esta deficiência, será necessária a definição de um novo tipo de suspensão traseira.

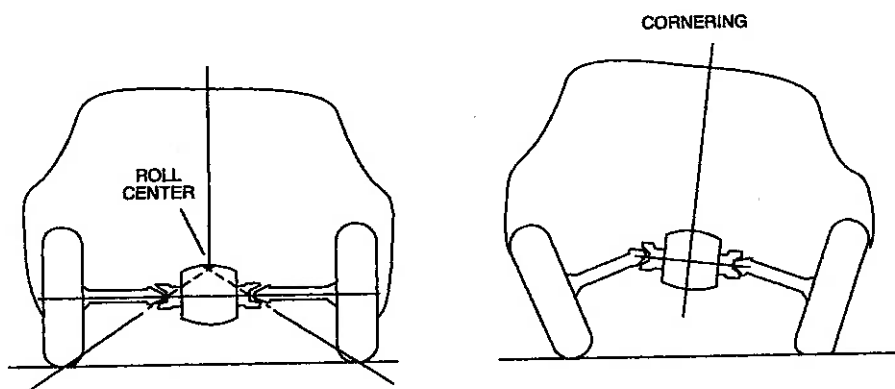




Figura 2

## **2. Características do veículo**

### **2.1 Motor**

•Tipo: Traseiro central disposto longitudinalmente composto de quatro cilindros horizontais opostos.

•Refrigeração : sistema de refrigeração a ar composto por radiador de óleo.

•Capacidade volumétrica : 1.584,6 cm<sup>3</sup>.

•Diâmetro dos pistões : 85,5 mm.

•Curso dos pistões : 69 mm.

•Taxa de compressão : 8:1.

•Comando de válvulas : 284° de duração.

•Válvulas : 40mm de admissão x 35.5 mm exaustão.

•Alimentação: dois carburadores Weber 44 IDF.

•Combustível : gasolina.



## 2.2 Transmissão

Câmbio manual de quatro marchas à frente e uma a ré, com comando no assoalho.

Relações de transmissão:

- 1ª.3,80 : 1.
- 2ª.2,06 : 1.
- 3ª.1,32 : 1.
- 4ª.0,88 : 1.
- Ré 3,88 : 1.

Diferencial:

- 3,88 : 1.

## 2.3 Direção

Caixa de direção composta por setor e rosca sem fim, redução de 14,4:1.



## 2.4 Suspensão Atual

- Suspensão Dianteira:

independente, dois feixes de lâminas de torção e amortecedor pressurizado.

- Suspensão Traseira:

independente, semi-eixo oscilante, barra de torção e amortecedor pressurizado.



Figura 3

## 2.5 Freios

Dianteiro a disco, traseiro a tambor, duplo circuito em paralelo.

## 2.6 Rodas e Pneus

Rodas de aço estampado 5,5 J-15 ; pneus 195 / 60 HR 15



## 2.7 Dimensões

- Comprimento : 3.708 mm.
- Altura: 1.040 mm.
- Altura mínima do solo: 120 mm.
- Largura: 1.549 mm.
- Distância entre eixos: 2.160 mm.
- Bitola D/T: 1250 / 1300 mm.

## 2.8 Distribuição de massa

- Eixo dianteiro: 250 kg ( 40,3%).
  - Eixo traseiro: 370 kg ( 59,7%).
- total: 620 kg

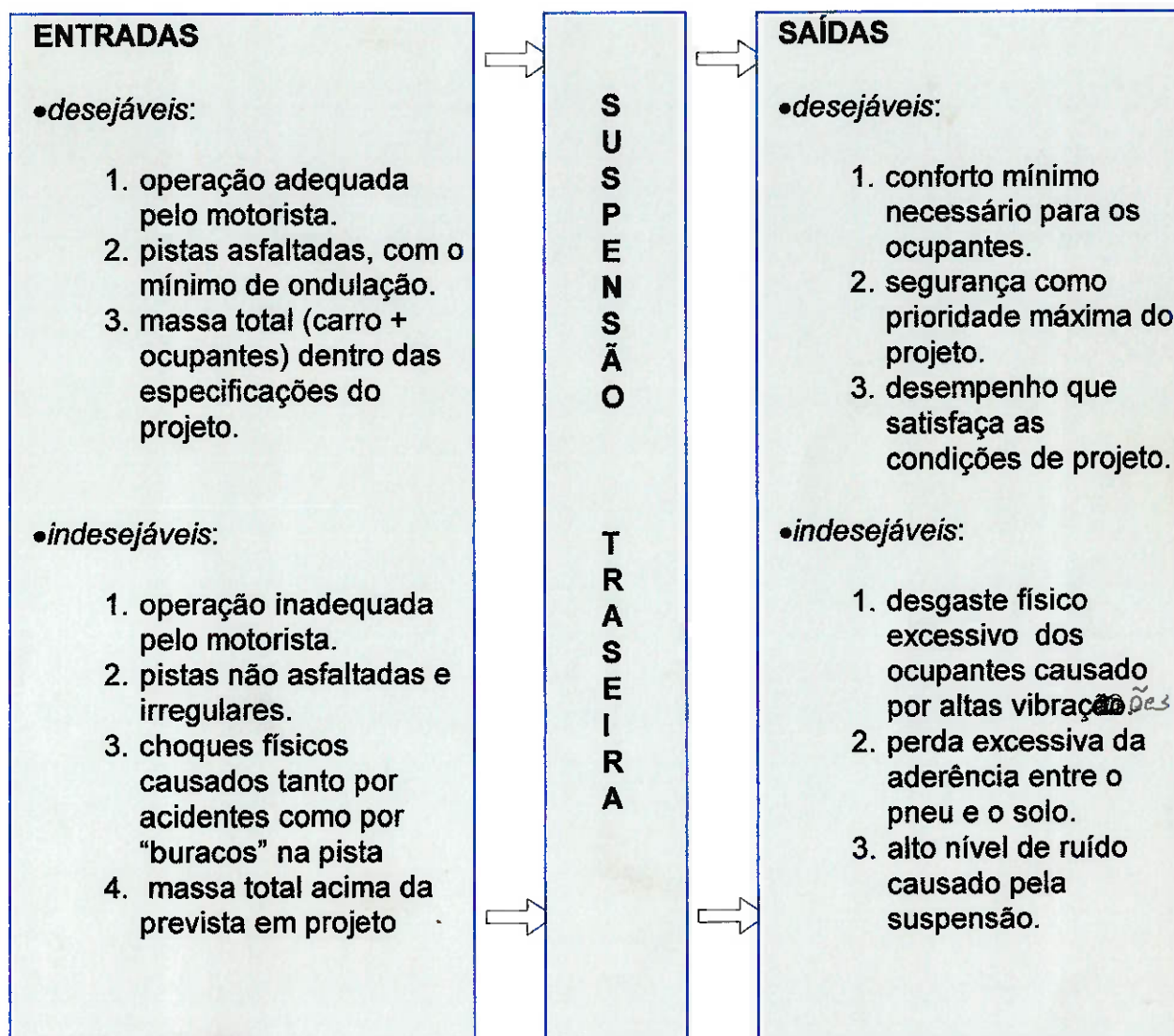
## 2.9 Carroceria e chassi

O veículo possui uma carroceria de fibra de vidro montada sobre um chassi tubular, composto por tubos longitudinais de 3 polegadas de diâmetro e travessas de perfil retangular.



### 3. Formulação do Projeto

#### 3.1 Formulação de Características





### 3.2 Necessidades Funcionais

•*Desempenho*: O veículo deverá suportar uma aceleração lateral de 1,0 G.

•*Constante da Mola*.

•*Constante de Amortecimento*.

•*Curso da suspensão*: 200 mm.

### 3.3 Necessidades Operacionais

•*Durabilidade / Manutenção*: Os componentes da suspensão deverão suportar uma quilometragem mínima de 50.000 Km, sem a necessidade de substituição, ou manutenção.

•*Confiabilidade*: Os componentes deverão suportar uma quilometragem mínima de 80.000 Km sem apresentar qualquer falha que comprometa a segurança dos ocupantes do veículo.

### 3.4 Necessidades Construtivas

•*Cambagem*: O sistema deverá permitir uma regulagem entre  $-2.0^\circ$  e  $+2.0^\circ$

•*Capacidade de Carga*: O sistema deverá responder satisfatoriamente para uma variação de carga entre 50 Kg e 250 Kg. Esta faixa de carga deve-se as variações do total de massa a ser transportado pelo veículo.

•*Adequação*: A nova suspensão deverá se adequar ao chassi atual, com o mínimo de alterações possíveis.

•*Componentes*: Os componentes do novo sistema deverão ser, em sua grande maioria, já existentes no mercado.





## **4. Síntese de soluções**

Após o estudo dos diferentes tipos de suspensão encontrados na bibliografia e das suas possíveis adaptações ao veículo, chegou-se as seguintes soluções:

- S . L . A . ( Short Long Arm );
- Multi - Link;
- Trailing - Arm;
- Ponte De Dion;

### **4.1. Análise da Exequibilidade Física**

A análise da exequibilidade física dos tipos de soluções encontrados se faz desnecessária pois são todos sistemas já existentes e de comprovada funcionalidade. Procurou-se então um enfoque mais voltado para a adaptação dos sistemas nas características do veículo.

#### **4.1.1. S L A . ( Short- Long Arm ) / Duplo A**

Este sistema de suspensão independente é composto por duas bandejas em forma de "A" de diferentes comprimentos, vinculadas ao chassi e a manga de eixo por meio de articulações.

O motivo da diferença de comprimento entre as bandejas superior e inferior é um melhor controle do ângulo de cambagem em relação ao solo. Caso os comprimentos das bandejas fossem iguais, o movimento paralelo destas conseguiria manter a cambagem aproximadamente fixa com as irregularidades da pista em retas, mas em curvas, devido ao movimento de rotação do veículo em torno de seu eixo longitudinal (rolling), ocorreria uma variação do ângulo de



cambagem, diminuindo seu desempenho. A diferença de comprimento entre as bandejas visa compensar esta variação da cambagem.

Em uma possível implementação no Spyder, este sistema traria como vantagens, um desempenho em pisos irregulares próximo ao da multi-link, e uma robustez satisfatória. Como desvantagem, pode-se citar a necessidade de grandes alterações no desenho do chassi para o alojamento das articulações das bandejas e das molas helicoidais, além da impossibilidade do uso das atuais barras de torção e facão.

Outra desvantagem seria a necessidade de adequação de bandejas já existentes no mercado, impossibilitado pelo desenho atual do chassi.

#### **4.1.2. Multi - Link**

Recentemente suspensões traseiras independentes do tipo multi-link vem se tornando um tipo comum de suspensão. A multi-link é caracterizada por um conjunto de juntas esféricas no final das ligações para que estas não sofram a ação de momentos fletores. Usualmente são utilizadas quatro ligações para permitir tanto controle longitudinal como lateral às rodas e suportar o torque de frenagem.

Suspensões desse tipo possibilitam ao mesmo tempo uma geometria fixa e flexível, fixa no sentido da suspensão não permitir uma variação na cambagem e flexível no sentido de se tratar de uma suspensão independente e devido a sua geometria diferenciada, proporcionar uma perfeita adaptação aos diferentes tipos de solo.

Outra vantagem importante da multi-link esta em sua massa não suspensa ser menor que a de outras suspensões. Se compararmos a multi-link com a duplo-A por exemplo, veremos que no lugar de bandejas a primeira é formada por barras.

As desvantagens dessa suspensão são sua baixa robustez e sua complexidade de implementação, ambas devido ao grande número de barras



existentes. No caso do Spyder, a implementação deste sistema implicaria em grandes modificações no chassi para o alojamento das articulações das barras e das molas helicoidais, além da impossibilidade do uso das atuais barras de torção e facão.

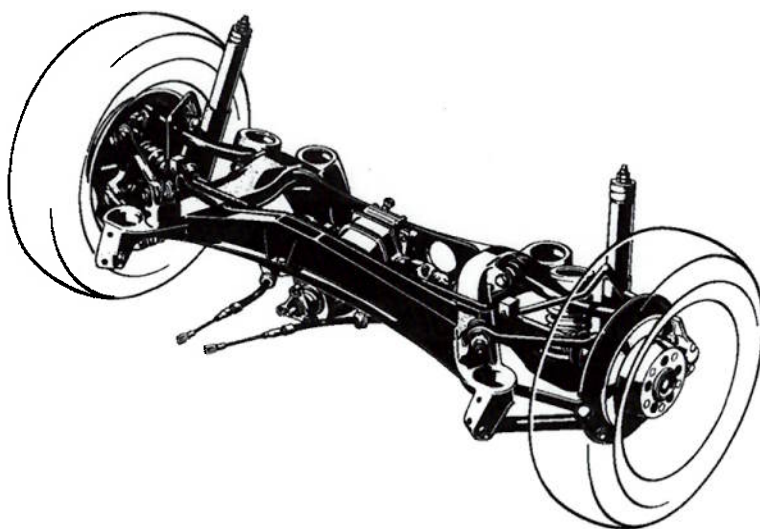


Figura 4 – Exemplo de suspensão tipo multi-link

#### **4.1.3. Trailing Arm**

Este tipo de suspensão é freqüentemente utilizada em veículos de alto desempenho, como o Chevrolet Corvette por exemplo. Neste veículo, o sistema de suspensão é composto por braços que absorvem as forças longitudinais e de frenagem. Os semi-eixos, além de transmitirem a rotação às rodas, tem também a função de impedir o movimento lateral das mesmas. Este controle é possível devido a utilização de eixos e juntas universais projetadas para suportar esforços axiais. Finalmente, existem também braços inferiores com a mesma função de controle lateral das rodas, além de um feixe de molas transversal.

Em uma possível implementação no Spyder, seria possível a utilização da barra de torção e facão atual, descartando o uso do feixe de molas descrito.



Seria necessário apenas a construção de suportes para os braços inferiores, novos semi-eixos e mangas.

Este sistema tem como vantagens a razoável simplicidade de implementação, além do alto desempenho em diferentes tipos de piso.

Como desvantagem, podemos citar a maior complexidade de implementação em relação a ponte De Dion e o desempenho inferior ao sistema multi-link em pisos irregulares.

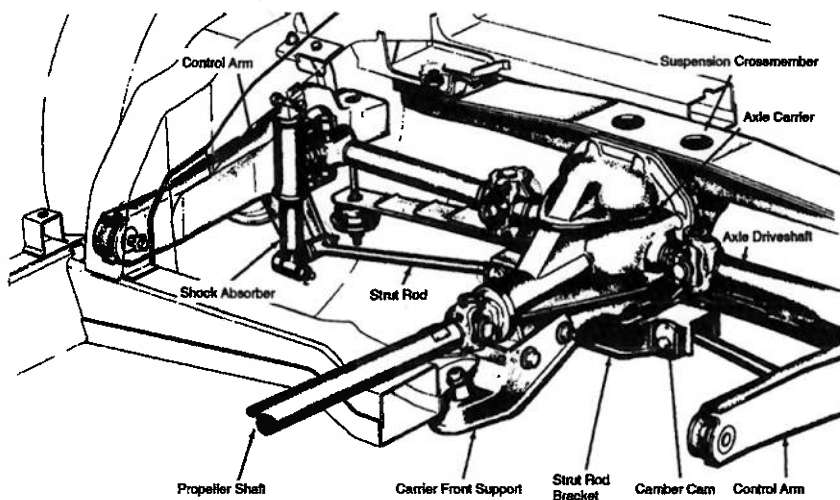


Figura 5 – Exemplo de suspensão tipo trailing arm



#### 4.1.4. Ponte De Dion

O sistema De Dion, patentado pelo engenheiro francês Count de Dion há mais de cem anos, poderá se tornar uma boa alternativa para o projeto.

Este sistema, do tipo semi-independente, consiste basicamente de um tubo de aço que une as duas mangas de eixo traseiro. Este tubo tem a função de manter as duas rodas sempre paralelas, independente da condição imposta.

Além deste tubo existe uma barra que tem a função de impedir o movimento longitudinal das rodas. No caso do Spyder, o facão da suspensão atual poderá ser usado para esta função.

O sistema De Dion torna-se uma boa opção para o projeto porque as alterações no chassi seriam mínimas, podendo-se manter ainda as barras de torção e os facões sem qualquer alteração. Outras vantagens desse sistema seriam a simplicidade e o baixo custo de implementação, além de sua alta robustez.

A grande desvantagem deste sistema é que por ser semi - independente possui um desempenho inferior quando comparado aos sistemas independentes, principalmente em pisos com grandes ondulações. Porém o carro deveria ter um bom desempenho em pisos regulares deixando-se para um segundo plano seu desempenho em pistas irregulares.

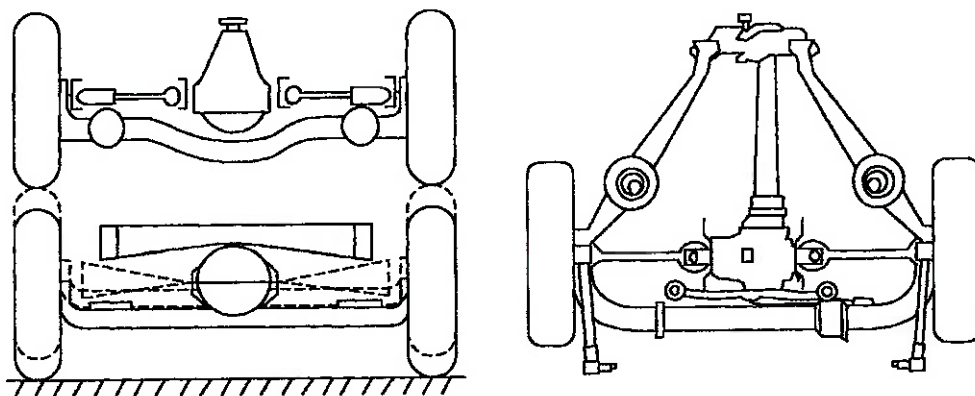


Figura 6 – Exemplo de suspensão tipo De Dion



## **4.2 Viabilidade Econômica**

Na análise da viabilidade econômica levaremos em conta todos os custos envolvidos numa possível implementação das diferentes soluções encontradas.

Estes custos podem ser :

- custo de material;
- custo de manufatura, incluindo mão de obra gasta;
- custo de compra de peças acabadas;

**4.2.1. Análise de custos da suspensão tipo Duplo A**

| Descrição da Peça    | Qtd. | Custo de Material (R\$) | Custo de Manufatura (R\$) | Custo de Compra (R\$) | Custo Total (R\$) |
|----------------------|------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------------|
| Bandeja superior     | 2    | 10,00                   | 25,00                     | -                     | 70,00             |
| Bandeja inferior     | 2    | 5,00                    | 10,00                     | 40,00                 | 110,00            |
| Buchas               | 16   | -                       | -                         | 2,00                  | 32,00             |
| Manga de eixo        | 2    | -                       | 15,00                     | 80,00                 | 190,00            |
| Amortecedor          | 2    | -                       | -                         | 60,00                 | 120,00            |
| semi eixo            | 2    | -                       | -                         | 30,00                 | 60,00             |
| Junta homocinética   | 4    | -                       | -                         | 60,00                 | 240,00            |
| Parafusos/porcas     | 12   | -                       | -                         | 0,40                  | 4,80              |
| Retrabalho no chassi | -    | 10,00                   | 100,00                    | -                     | 110,00            |
| Mola helicoidal      | 2    | -                       | -                         | 25,00                 | 50,00             |
|                      |      |                         |                           |                       | 986,80            |

Fonte: Super Don

**4.2.2. Análise de custos da suspensão tipo Multi-link**

| Peça                 | Qtd. | Custo de Material | Custo de Manufatura | Custo de Compra | Custo total |
|----------------------|------|-------------------|---------------------|-----------------|-------------|
| Braços superiores    | 4    | -                 | -                   | 20,00           | 80,00       |
| Braços inferiores    | 4    | -                 | -                   | 20,00           | 80,00       |
| Buchas               | 16   | -                 | -                   | 2,00            | 32,00       |
| Manga de eixo        | 2    | -                 | 15,00               | 80,00           | 190,00      |
| Amortecedor          | 2    | -                 | -                   | 60,00           | 120,00      |
| semi eixo            | 2    | -                 | -                   | 30,00           | 60,00       |
| Junta homocinética   | 4    | -                 | -                   | 60,00           | 240,00      |
| Parafusos/porcas     | 20   | -                 | -                   | 0,40            | 8,00        |
| Retrabalho no chassi | -    | 10,00             | 100,00              | -               | 110,00      |
| Mola helicoidal      | 2    | -                 | -                   | 25,00           | 50,00       |
|                      |      |                   |                     |                 | 970,00      |

Fonte: Super Don



**4.2.3. Análise de custos da suspensão tipo Trailing Arm**

| Peça                    | Qtd. | Custo de Material | Custo de Manufatura | Custo de Compra | Custo total |
|-------------------------|------|-------------------|---------------------|-----------------|-------------|
| Braço inferior          | 2    | -                 | -                   | 30,00           | 60,00       |
| Buchas                  | 16   | -                 | -                   | 2,00            | 32,00       |
| Manga de eixo           | 2    | -                 | 15,00               | 80,00           | 190,00      |
| Amortecedor             | 2    | -                 | -                   | 60,00           | 120,00      |
| semi eixo               | 2    | -                 | -                   | 30,00           | 60,00       |
| Junta universal         | 4    | -                 | -                   | 60,00           | 240,00      |
| Parafusos/<br>porcas    | 16   | -                 | -                   | 0,40            | 6,40        |
| Retrabalho no<br>chassi | -    | 5,00              | 30,00               | -               | 35,00       |
|                         |      |                   |                     |                 | 743,40      |

Fonte: Super Don.

**4.2.4. Análise de custos da suspensão tipo Ponte De Dion**

| Peça                 | Qtd | Custo de Material | Custo de Manufatura | Custo de Compra | Custo total |
|----------------------|-----|-------------------|---------------------|-----------------|-------------|
| Ponte                | 1   | 10,00             | 30,00               | -               | 80,00       |
| Barra Panhard        | 1   | -                 | -                   | 40,00           | 40,00       |
| Buchas               | 2   | -                 | -                   | 2,00            | 4,00        |
| Manga de eixo        | 2   | -                 | 15,00               | 80,00           | 190,00      |
| Amortecedor          | 2   | -                 | -                   | 60,00           | 120,00      |
| semi eixo            | 2   | -                 | -                   | 30,00           | 60,00       |
| Junta homocinética   | 4   | -                 | -                   | 60,00           | 240,00      |
| Parafusos/<br>porcas | 14  | -                 | -                   | 0,40            | 5,60        |
| Retrabalho no chassi | -   | 5,00              | 15,00               | -               | 20,00       |
|                      |     |                   |                     |                 | 759,60      |

Fonte : Super Don.

**5. Matriz de Decisão**

| Atributo                        | Peso | Duplo A |       | Multi-link |       | Trailing Arm |       | De Dion |       |
|---------------------------------|------|---------|-------|------------|-------|--------------|-------|---------|-------|
|                                 |      | Nota    | N x P | Nota       | N x P | Nota         | N x P | Nota    | N x P |
| Segurança/Confiabilidade        | 20%  | 8       | 1.6   | 8          | 1.6   | 8            | 1.6   | 9       | 1.8   |
| Desempenho em pisos regulares   | 15%  | 9       | 1.35  | 10         | 1.5   | 9            | 1.35  | 9       | 1.35  |
| Desempenho em pisos irregulares | 10%  | 9       | 0.9   | 10         | 1     | 9            | 0.9   | 8       | 0.8   |
| Robustez/Durabilidade           | 10%  | 8       | 0.8   | 7          | 0.7   | 8            | 0.8   | 10      | 1     |
| Massa não suspensa              | 5%   | 9       | 0.45  | 10         | 0.5   | 8            | 0.4   | 8       | 0.4   |
| Facilidade de implementação     | 15%  | 7       | 1.05  | 6          | 0.9   | 8            | 1.2   | 10      | 1.5   |
| Custo total                     | 10%  | 6       | 0.6   | 6          | 0.6   | 7            | 0.7   | 7       | 0.7   |
| Conforto                        | 5%   | 5       | 0.25  | 6          | 0.3   | 5            | 0.25  | 5       | 0.25  |
| Simplicidade de manutenção      | 10%  | 7       | 0.7   | 6          | 0.6   | 9            | 0.9   | 10      | 1     |
| Total                           | 100% |         | 7.7   |            | 7.7   |              | 8.1   |         | 8.8   |



## ***PROJETO BÁSICO***



## 1. Detalhamento da Solução Escolhida

### 1.1. Funcionamento da Suspensão

A suspensão escolhida consiste basicamente por uma ponte unindo os dois conjuntos de suspensão direita e esquerda. Cada conjunto é composto por uma barra de torção, facão, amortecedor (estes três itens originais do veículo), uma nova manga de eixo, e uma nova peça a ser construída necessária para promover a união destes elementos. Esta nova peça, que será batizada de "suporte da manga", será construída devido à inexistência de qualquer peça semelhante no mercado.

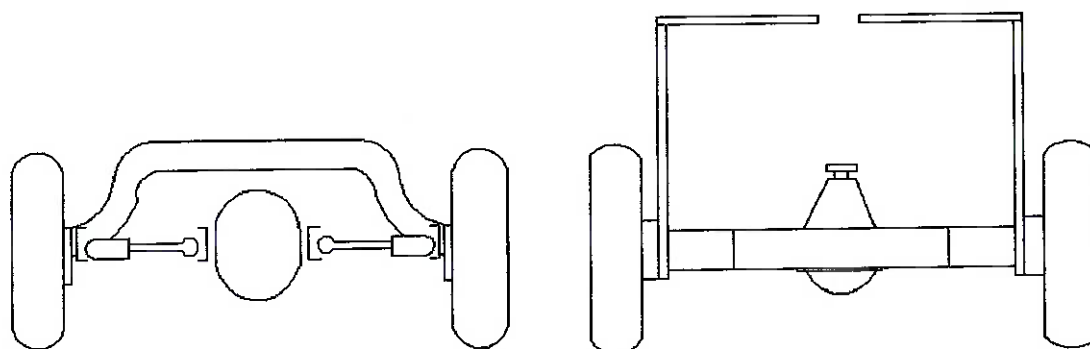


Figura 6: Esquema da Suspensão

### 1.2. Estudo de Interferência

O primeiro passo para a execução deste projeto foi o estudo de interferência por ser um fator determinante. O grande problema a ser analisado é o próprio formato em  $\Omega$  da ponte, necessário já que este elemento deverá sair do suporte da manga, subir para passar por cima do câmbio e motor de



arranque, e descer novamente até encontrar o suporte da manga do lado oposto. Portanto, existia a possibilidade do ponto central da ponte ficar muito alto a ponto de interferir no capô do motor. Outra possibilidade de interferência refere-se aos escapamentos, conforme pode-se constatar na figura abaixo:

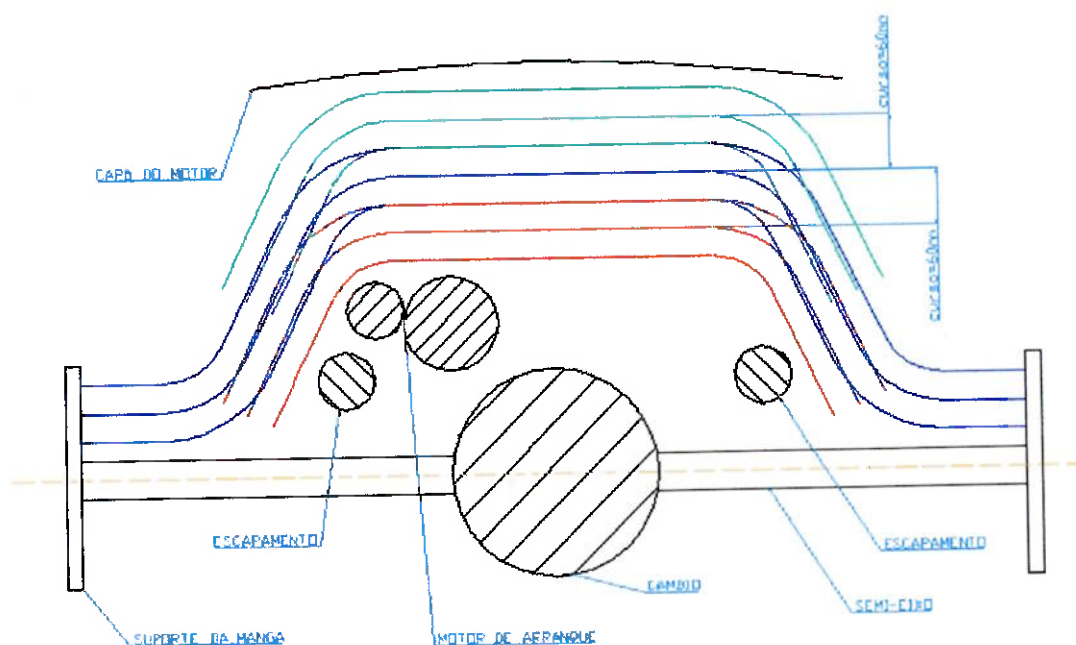


Figura 7: Corte no Carro Onde a Ponte Passa.

Portanto não foi constatada nenhuma possibilidade de interferência, desde que tomadas as devidas precauções no projeto do formato da ponte.

### 1.3 Escolha da Manga de Eixo

O próximo passo para a execução deste projeto foi a escolha de uma nova manga de eixo. Para tanto, a nova manga deveria preencher os seguintes requisitos:



- ser proveniente de um veículo atualmente em produção;
- facilidade de se encontrar a peça nova ou usada;
- o freio utilizado deveria ser a disco;
- alta robustez;
- baixo custo.

Dentre os itens acima mencionados, o único que merece explicação é o referente ao sistema de freio a disco. Este sistema foi escolhido em detrimento do sistema a tambor devido à sua maior eficiência, necessária já que o veículo passará em breve por um processo de melhoria do desempenho, ficando com uma potência próxima de 150 cv.

Analizadas as opções existentes no mercado, a escolha foi a manga dianteira do Fiat Palio. Esta manga foi escolhida devido à maior robustez se comparada ao Chevrolet Corsa e ao Fiat Uno. Vale lembrar a impossibilidade do uso da manga do VW Gol, devido à sua construção composta inclusive pela torre do amortecedor.

Abaixo temos ilustrações mostrando a impossibilidade do uso da manga de eixo VW:

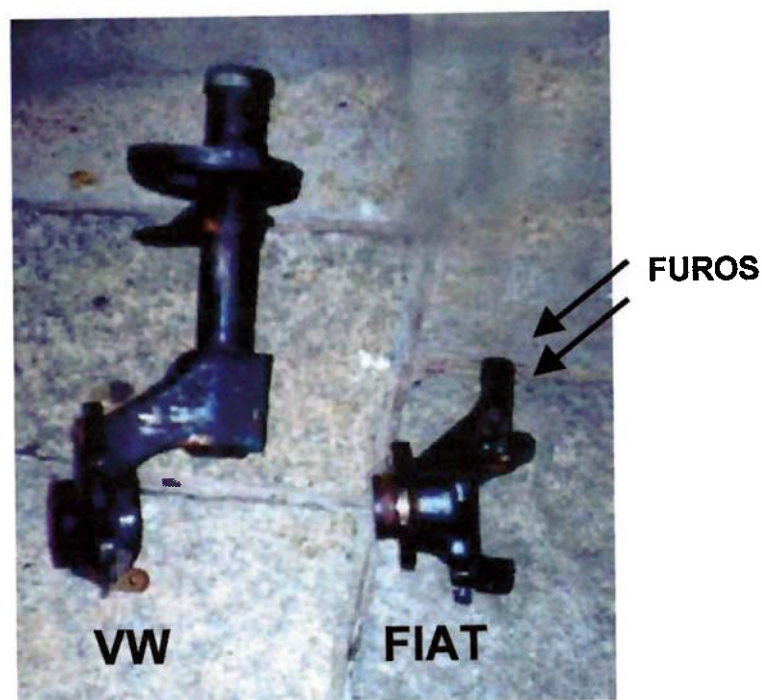


Figura 8: Mangas de eixo VW e Fiat



## 1.4. Projeto do Suporte da Manga

Escolhida a nova manga de eixo, foi iniciado o projeto do suporte da manga. Esta nova peça seria a responsável pela união dos seguintes elementos:

- manga de eixo;
- amortecedor;
- facão;
- ponte de Dion.

Após algum estudo, foi sugerido que o suporte fosse constituído por uma chapa de grande espessura (em torno de 10 mm), onde seriam soldados elementos de fixação da manga de eixo. Ao longo de toda a chapa, existiriam furos para a fixação da ponte, do facão e do amortecedor. Foram feitos os seguintes croquis que indicam como seria a nova peça.

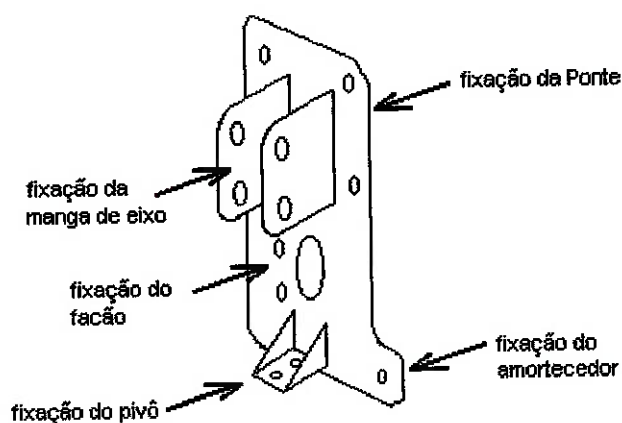


Figura 9: Desenho do Suporte da Manga





## 1.5. Projeto da Ponte de Dion

O projeto deste elemento foi sendo realizado paralelamente ao estudo dos outros componentes da suspensão desde o primeiro passo, que foi o estudo de interferência. Através do estudo de interferência, foi definido o perfil e as dimensões básicas da ponte que, conforme mencionado anteriormente, tem um formato em  $\Omega$ .

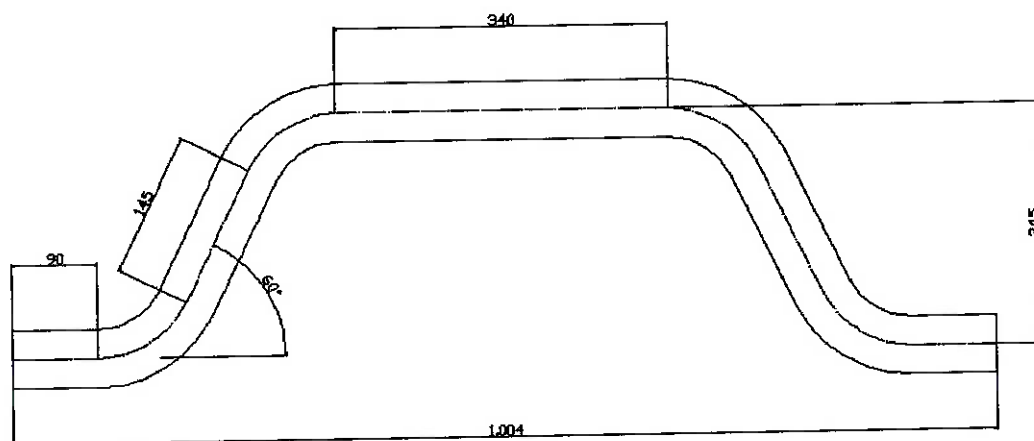


Figura 10

A união deste elemento com o suporte da manga também foi estudada paralelamente ao projeto básico deste último elemento. Portanto, foi sugerido que o perfil tubular da ponte terminasse em uma chapa quadrada de aproximadamente 100X100 mm e 5mm de espessura, dotada de quatro parafusos para promover a fixação no suporte da manga. Esta chapa seria soldada transversalmente à ponte, contando ainda com alguns reforços para resistir à grande intensidade do momento fletor existente.



Porém, neste instante em que a ponte estava sendo estudada mais detalhadamente, foi constatado um grande problema: a necessidade deste elemento permitir um movimento de torção.

## 2. Problema Encontrado na Solução:

Durante o desenvolvimento e detalhamento da solução escolhida, ponte De Dion, algumas características que podem comprometer o bom funcionamento da suspensão foram encontrados.

A idéia original de construir a ponte com um tubo de aço que uniria as duas mangas de eixo traseiro se tornou inviável devido a características que serão descritas a seguir.

### 2.1. Descrição do Problema Encontrado

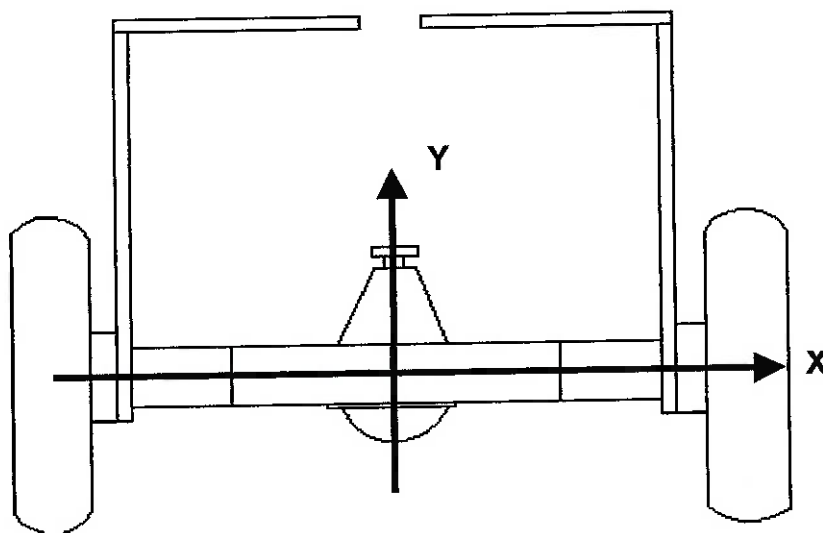


Figura 11 : Vista Superior



A ponte tem a função de manter as duas rodas traseiras sempre paralelas, independente da condição imposta. Para que esta característica seja atingida a ponte deve oferecer grande resistência a momentos fletores (momentos no eixo Y da fig. 12 ), se devido a algum esforço aplicado na suspensão, a ponte fletir as duas rodas não estarão mais paralelas.

Apesar da necessidade de resistir a momentos fletores a ponte deve oferecer pouca resistência a momentos torçores (momentos no eixo X da fig. 12 ), pois na condição de uma das rodas se levantar, ao entrar em um buraco por exemplo, esta deve acompanhar o movimento circular imposto pelo facão e a barra de torção, para que isso aconteça, permitindo com que as rodas mantenham contato permanente com o solo, a ponte deve torcer.

Ao se construir a ponte com um tubo de aço de aproximadamente 3 polegadas a necessidade de se resistir a momentos fletores é perfeitamente obedecida, mas devido ao seu grande momento polar de inércia a ponte irá oferecer grande resistência a momentos torçores, adicionando uma rigidez indesejada a suspensão.

Esta rigidez adicional leva a suspensão a um comportamento que cai fora das características estabelecidas na formulação do projeto, diminuindo excessivamente o conforto mínimo necessário para os passageiros.

## 2.2. Possíveis Soluções

Para contornar o problema da grande rigidez a torção algumas soluções foram pensadas.

Fabricação da ponte com um perfil em forma de "U", com este perfil resolveríamos o problema da torção sem comprometer a resistência a flexão, esta solução é adotada na barra de torção de alguns veículos. O problema com esta solução seria a dificuldade de fabricação de apenas uma unidade da ponte, pois as peças existentes com as características necessárias não se adaptam a suspensão.



A inserção de uma articulação no meio da ponte, formada por dois rolamentos esféricos cônicos dá total liberdade para a ponte torcer resolvendo assim o problema da rigidez, o inconveniente dessa solução seria a complexidade na confecção, montagem e ajuste da articulação, eliminando assim uma das maiores vantagens da Ponte de Dion, que seria sua simplicidade.

A última solução pensada foi a substituição do facão e da mola de torção por molas helicoidais, desobrigando a ponte de torcer. Para a implementação desta solução grandes modificações teriam que ser feitas no chassi do veículo para abrigar as molas helicoidais ,além de um considerável aumento no custo de implementação.

### **2.3. Abandono da Solução**

Devido aos problemas encontrados com a solução escolhida e as desvantagens das diversas alternativas levantadas, que comprometem um dos atributos mais importantes analisados na matriz de decisão “Facilidade de Implementação”, foi tomada a decisão de se abandonar o projeto da Ponte de Dion e partir para o desenvolvimento de uma nova solução.

## **3. Escolha de Uma Nova Solução**

Tendo sido tomada a decisão de reiniciar o projeto com um novo tipo de suspensão, uma adaptação do sistema multi-link, foi considerada a melhor opção. A nova solução encontrada se difere do sistema multi-link anteriormente descrito em sua implementação, mas seu funcionamento é semelhante.

As diferenças entre a multi-link convencional e a que será implementada no veículo são a utilização da barra de torção e do facão ao invés de molas



helicoidais, na utilização de articulações simples no lugar das esféricas e no número de barras ( três ).

Ao se substituir as juntas esféricas por juntas normais ( permite apenas rotação em um eixo ) as barras passam a sofrer a ação de momentos fletores, além dos esforços normais, necessitando assim mais atenção nos seus cálculos.

Com a nova solução aliamos as vantagens da suspensão do tipo multi-link, alto desempenho tanto em pisos regulares como em pisos irregulares e baixa massa não suspensa, com outras vantagens como maior facilidade de implementação e manutenção ,e menor custo total de implementação.

Assim, para se avaliar o desempenho da nova solução, uma nova matriz de decisão foi feita:

| Atributo                        | Peso | Duplo A |       | Nova Multi-link |       | Trailing Arm |       | De Dion |       |
|---------------------------------|------|---------|-------|-----------------|-------|--------------|-------|---------|-------|
|                                 |      | Nota    | N x P | Nota            | N x P | Nota         | N x P | Nota    | N x P |
| Segurança/Confiabilidade        | 20%  | 8       | 1,6   | 8               | 1,6   | 8            | 1,6   | 9       | 1,8   |
| Desempenho em pisos regulares   | 15%  | 9       | 1,35  | 10              | 1,5   | 9            | 1,35  | 9       | 1,35  |
| Desempenho em pisos irregulares | 10%  | 9       | 0,9   | 10              | 1     | 9            | 0,9   | 8       | 0,8   |
| Robustez/Durabilidade           | 10%  | 8       | 0,8   | 7               | 0,7   | 8            | 0,8   | 10      | 1     |
| Massa não suspensa              | 5%   | 9       | 0,45  | 10              | 0,5   | 8            | 0,4   | 8       | 0,4   |
| Facilidade de implementação     | 15%  | 7       | 1,05  | 9               | 1,35  | 8            | 1,2   | 8       | 1,2   |
| Custo total                     | 10%  | 6       | 0,6   | 9               | 0,9   | 7            | 0,7   | 7       | 0,7   |
| Conforto                        | 5%   | 5       | 0,25  | 6               | 0,3   | 5            | 0,25  | 5       | 0,25  |
| Simplicidade de manutenção      | 10%  | 7       | 0,7   | 8               | 0,8   | 9            | 0,9   | 9       | 0,9   |
| Total                           |      |         | 7,7   |                 | 8,65  |              | 8,1   |         | 8,4   |



É importante notar que as notas dos atributos “Facilidade de Implementação”, “Custo Total” e “Simplicidade de Manutenção” foram melhoradas para a nova solução, “Nova Multi-Link” e diminuídas para a solução escolhida anteriormente, isso devido as dificuldades encontradas em seu desenvolvimento.

## **4. Detalhamento da Nova Solução**

### **4.1. Funcionamento da Suspensão**

Este novo sistema é do tipo independente, no qual cada roda é ligada ao chassi por várias barras que limitam vários graus de liberdade, permitindo apenas o movimento vertical com a trajetória devidamente controlada.

Analisando-se os esforços atuantes, foi constatada a necessidade de utilização de 3 barras de união ao chassi, sendo que duas na parte inferior e uma na parte superior. A utilização de duas barras inferiores ao invés de apenas uma vem da necessidade de suportar o momento torçor proveniente das forças de aceleração e de frenagem que iriam causar a mudança dos ângulos de convergência entre as rodas. Vale lembrar que o uso de apenas uma barra inferior seria suficiente, desde que o facão fosse projetado para suportar os momentos referidos, o que não é o caso. Já a necessidade de uma barra superior é facilmente verificada pela necessidade da manutenção da cambagem da roda quando esta é submetida à forças laterais em curvas de alta velocidade.

O controle da trajetória da roda é obtido através da relação entre os comprimentos das barras inferiores e superior. Este controle é necessário para a manutenção de uma cambagem favorável quando o veículo sofre o “roling” durante uma curva. Abaixo temos um desenho que ilustra a necessidade da diferença entre os comprimentos das barras:



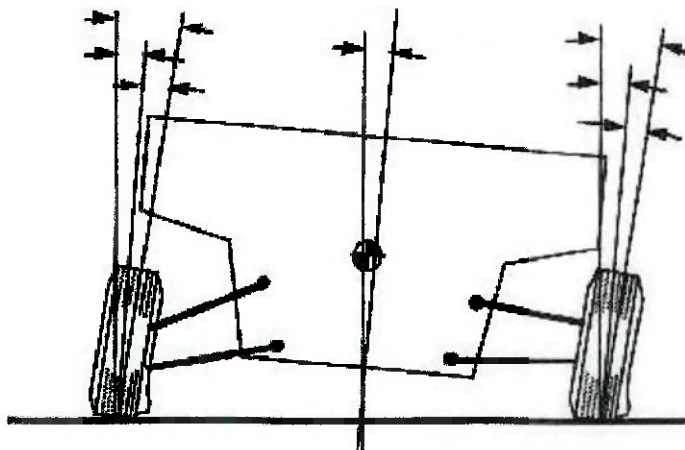


Figura 13 : carro inclinado na curva

A relação entre os comprimentos das barras, bem como o estudo da trajetória da roda será visto mais adiante no item “Projeto das barras da suspensão”.

Além da necessidade das três barras de ligação e do facão já mencionados, será usada a mesma manga de eixo anteriormente escolhida, a barra de torção e o amortecedor originais do veículo, e ainda um novo suporte da manga de eixo que será construído.

## 4.2. Projeto do Suporte da Manga

Esta foi primeira peça analisada por ser o elemento chave para o bom funcionamento da suspensão. Esta peça será a responsável pela união dos seguintes elementos:

- manga de eixo;
- amortecedor;
- facão;
- barras inferiores.



Após algum estudo, foi sugerido que o suporte fosse construído da mesma forma que o anterior, (uma chapa de grande espessura onde seriam soldados elementos de fixação da manga de eixo), porém com uma diferença fundamental: a manga seria montada de maneira invertida em relação ao uso original. Desta maneira, o ponto de fixação do pivô (originalmente na posição inferior) ficaria na parte superior da suspensão, servindo de ponto de fixação para a barra superior. Portanto, o suporte proposto seria menor, mais leve e mais prático de ser construído que o proposto para a Ponte de Dion. Foram feitos os seguintes croquis que indicam como seria a nova peça.

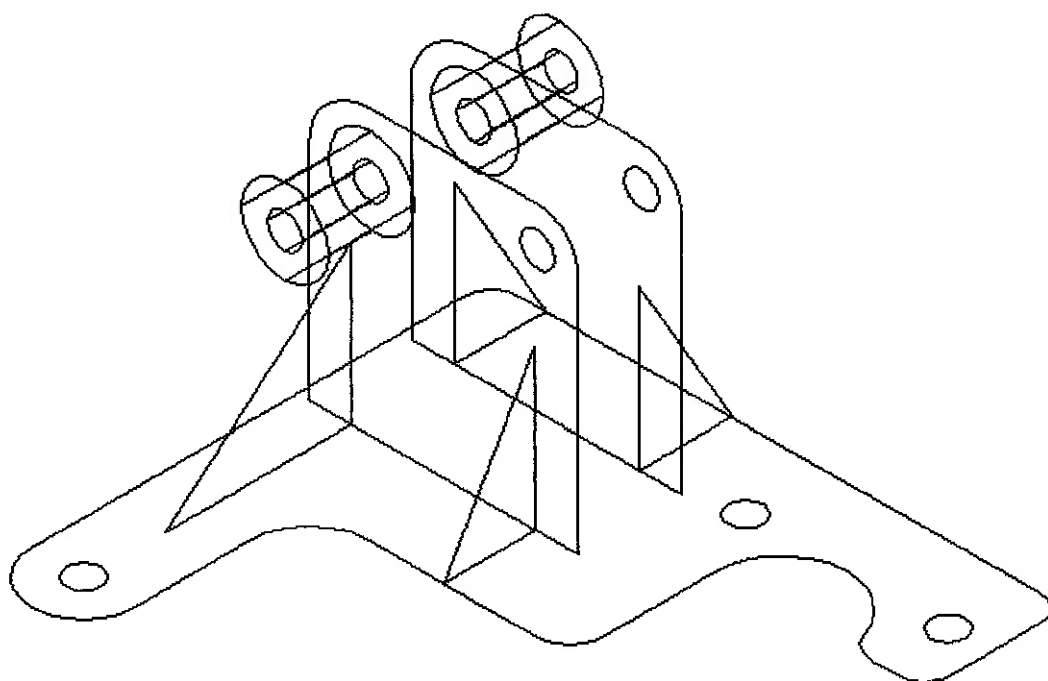


Figura 14: Novo Suporte





Pode-se notar no desenho acima que os furos inferiores de fixação da manga de eixo também serão usados como ponto de articulação para as barras inferiores, justificando a presença dos dois espaçadores.

### 4.3. Projeto das Barras da Suspensão

Conforme mencionado anteriormente, existe a necessidade de se obter uma relação entre os comprimentos das barras inferiores e superior como forma de controlar a trajetória da roda.

Para obter a relação ideal entre os comprimentos, seria necessário um vasto estudo do comportamento do veículo em curvas com o objetivo de se obter o ângulo de inclinação da carroceria e, conseqüentemente, o ângulo de correção da cambagem e finalmente a relação entre barras. Porém, como forma de agilizar o projeto, optou-se pela análise de veículos já existentes no mercado, como a Ferrari F-50. Este veículo foi escolhido por ser dotado do mesmo tipo de suspensão traseira, ter o centro de gravidade baixo como o do Porsche, além de ter a estabilidade comparável à de veículos de competição.

Neste veículo, temos as seguintes medidas aproximadas:

Comprimento da barra superior:  $l=260$  mm

Comprimento da barra inferior:  $L=480$  mm

Portanto, temos a relação aproximada  $L/l=1,8$

Analisando-se o chassi, foi constatado que o comprimento máximo possível para as barras inferiores seria de 400 mm, já que acima disto, haveria interferência com os cabos do freio de estacionamento e de embreagem. Portanto, pela relação encontrada acima, obtêm-se o valor  $l=220$  mm para a barra superior.



Tendo sido obtidos os comprimentos das barras, o próximo passo foi a escolha de componentes já existentes no mercado.

Para a barra superior, escolheu-se o conjunto barra/terminais da direção do Opala até 1987. Este conjunto foi escolhido já que o parafuso cônico do terminal adaptou-se perfeitamente ao furo cônico da manga de eixo, e o comprimento do conjunto também se adaptou ao valor calculado. Finalmente, temos ainda como grande vantagem a facilidade na regulação do ângulo de câmbio, bastando apenas soltar as braçadeiras e girar a barra até a obtenção do valor desejado.

Para as barras inferiores, escolheu-se a barra panhard da suspensão traseira do Opala. Esta barra foi escolhida devido sua facilidade de retrabalho necessária ao projeto e pelo fato dos furos das buchas terem os mesmos diâmetros (12 mm) que o da manga de eixo. O retrabalho desta barra consiste em operações de corte e dobra com o objetivo de não causar interferência nos diferentes elementos da suspensão e chassi, conforme será visto no item “Estudo de Interferência”.



Figura 15: Peças do Opala

Como vantagem final, sabe-se que os componentes do Opala são baratos e facilmente encontrados.



#### 4.4. Estudo de Interferência

O estudo de interferência foi um ponto fundamental deste projeto por definir o formato dos dois braços inferiores da suspensão. Através deste estudo, foi constada a necessidade do retrabalho das barras panhard do Opala com o objetivo de atingir o comprimento pré determinado (400 mm), além de desviar da longitudinal do chassi, facão, e suporte da manga. O estudo foi iniciado através da tomada das coordenadas dos locais de possível interferência nas situações de final de curso da suspensão. Feitas estas medições, os locais de interferência bem como os pontos de articulação foram desenhados no AUTOCAD, e a partir daí, traçou-se um perfil satisfatório, conforme demonstram as figuras abaixo.

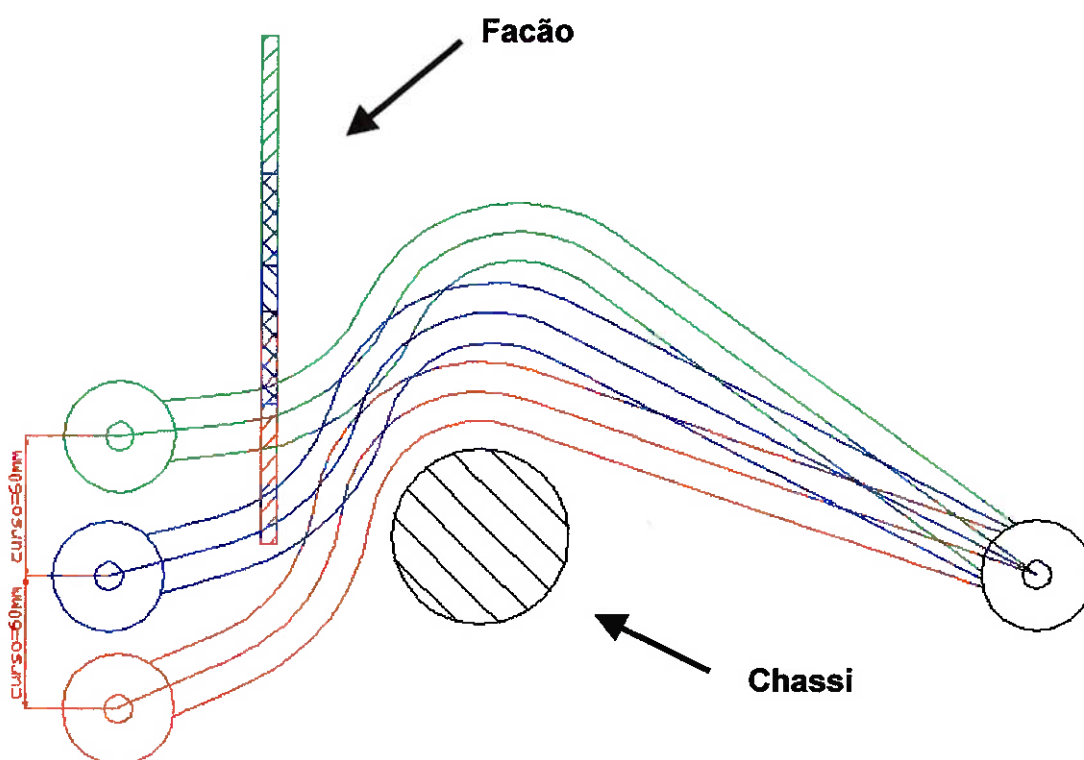


Figura 16: Estudo de Interferência ( barra dianteira )

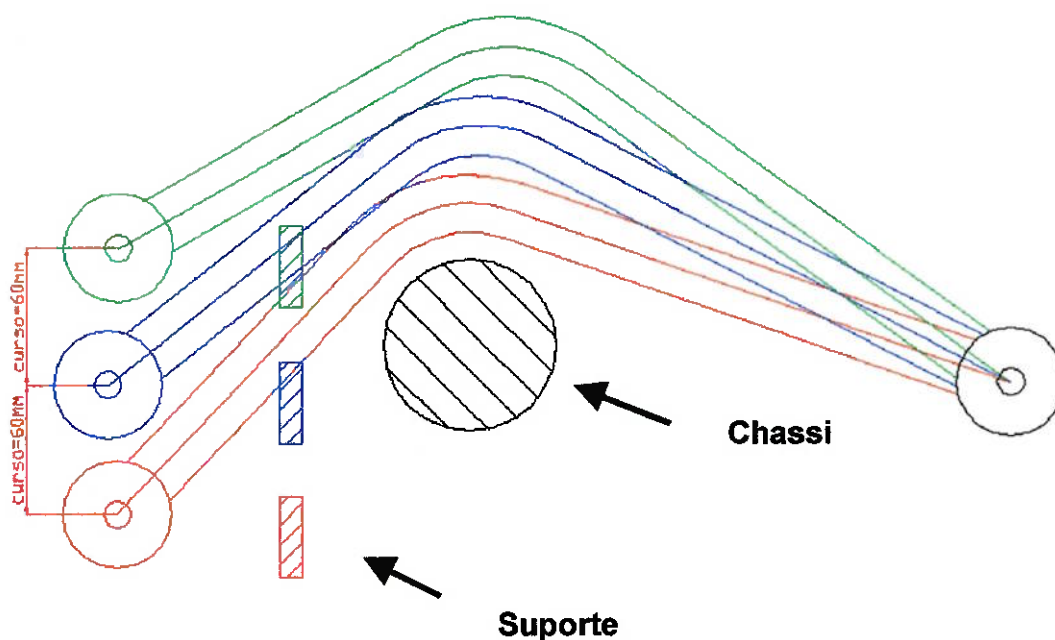


Figura 17 : Estudo de Interferência ( barra traseira )

## 5. Cálculos de Verificação

Para que as peças dimensionadas não sofram nenhum tipo de falha estrutural foram realizados cálculos onde todos os carregamentos foram estimados a favor da segurança.

### 5.1 Barras Inferiores

Os esforços solicitantes sobre as barras inferiores da suspensão foram estimados no caso em que toda a massa traseira do carro estivesse sobre uma das rodas sofrendo uma aceleração angular de 1,0 G, resultando em um esforço normal de 16 kN por barra.

Para se calcular as tensões e a deformação máxima da barra usou-se aplicativos baseados no método de Elementos Finitos. As respostas estão ilustradas a seguir.

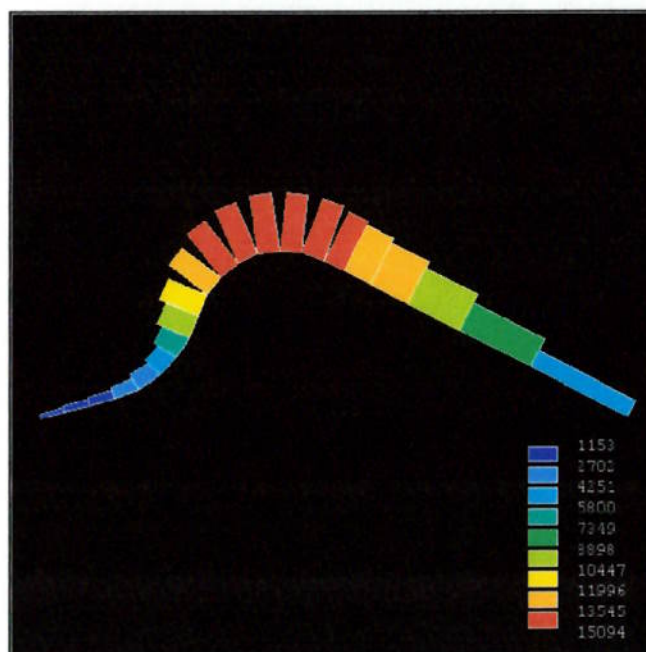
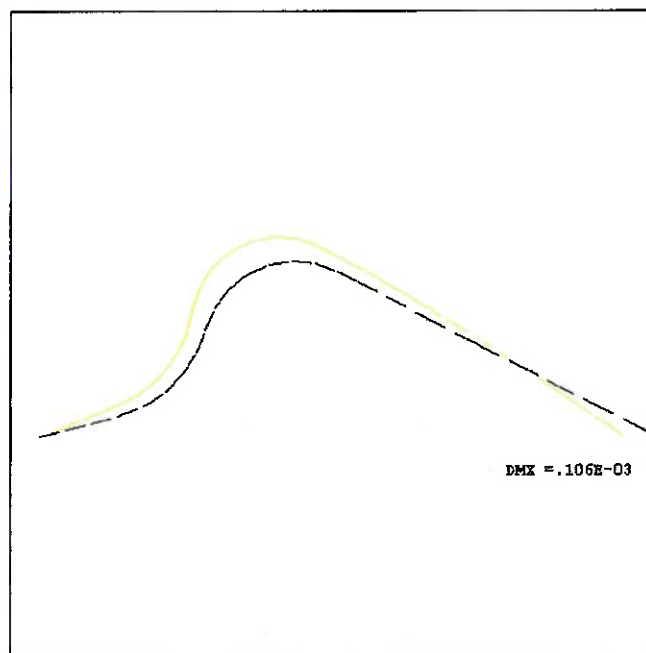


Figura 18 : Tensões e Deformações da Barra Dianteira

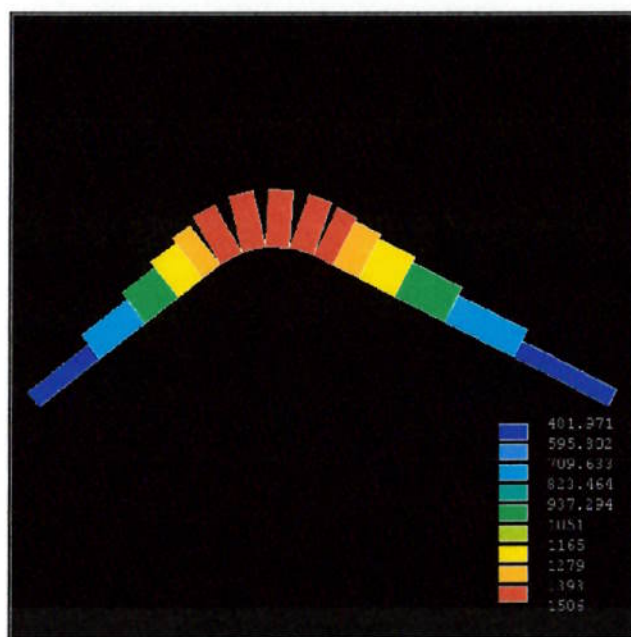
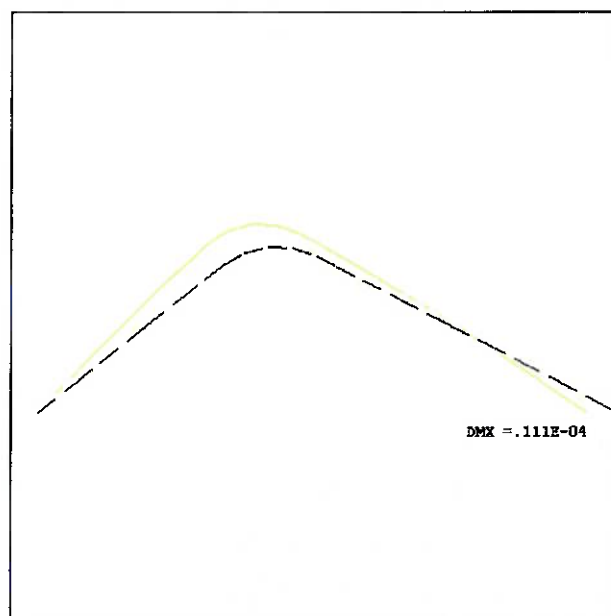


Figura 19 : Tensões e Deformações da Barra Traseira

Da análise destes dados podemos concluir que as tensões nas barras estão abaixo das tensões de escoamento e que a deformação das barras não comprometem o seu bom funcionamento.





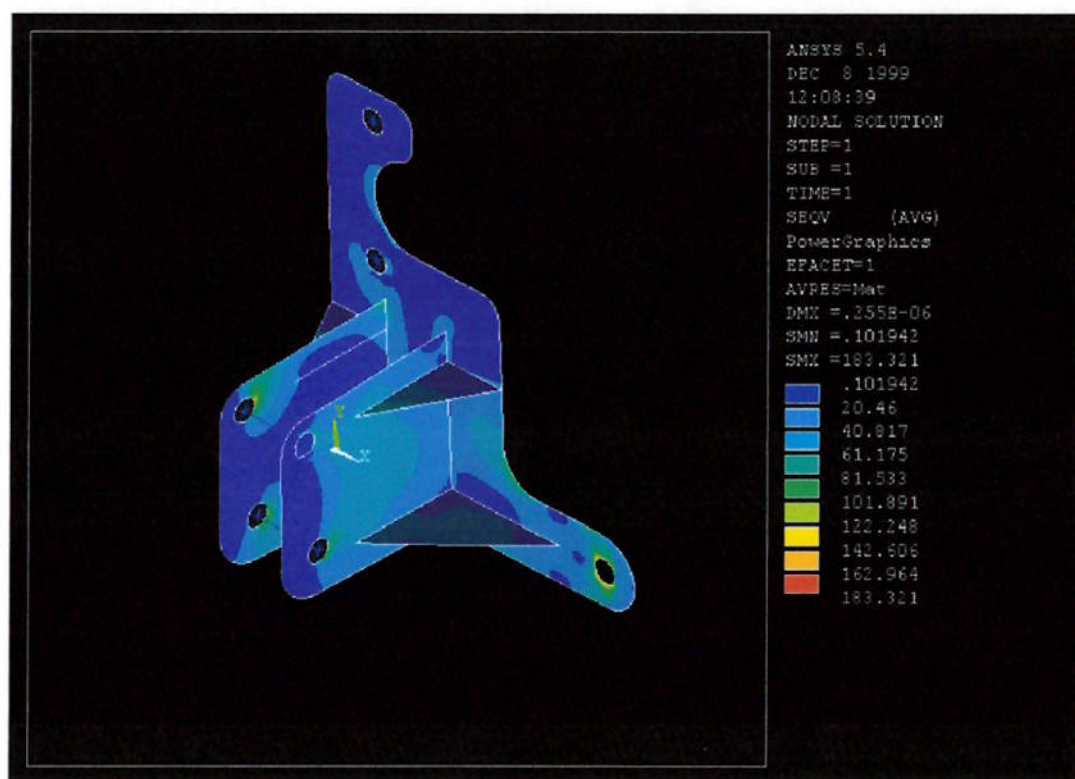
Para a realização do projeto final, os modelos acima devem ser refinados, além de necessitar de uma análise mais meticulosa quanto aos esforços solicitantes, como a inclusão de momentos fletores devido as forças de aceleração e desaceleração do veículo.

## 5.2 Suporte da Manga de Eixo

Para a verificação do suporte da manga de eixo os esforços estimados foram estimados no caso de a suspensão sofrer um impacto, devido a uma irregularidade da pista.

Para simular o “buraco” foi calculado o esforço proveniente de um degrau de 12 cm, curso máximo da suspensão, obtendo uma força de 8,5 kN no apoio para o amortecedor. Neste ponto, curso final da suspensão, o facão estará realizando um esforço de 2,6 kN em sentido contrario ao da força anterior

Para se calcular as tensões e as deformações máximas no suporte usou-se aplicativos baseados no método de Elementos Finitos. As respostas estão ilustradas a seguir.





Os pontos críticos no suporte estão nos <sup>u</sup>furos de fixação, tanto do amortecedor como da manga de eixo, mas como ilustrado anteriormente nenhum desses pontos possuem tensões maiores que as tensões de escoamento do material.

Para o projeto executivo do suporte seria interessante um refinamento do modelo adotado e uma análise de esforços dinâmicos e de fadiga na estrutura.





## 6. Construção de Modelo

O próximo passo após os estudos de interferência e dos cálculos de verificação, foi a construção de um modelo em escala natural com o objetivo de analisar possíveis problemas que poderiam ter passado despercebidos pelas análises executadas. O modelo do suporte da manga foi construído em madeira enquanto que os braços inferiores foram construídos a partir de conduítes elétricos plásticos, acoplados nas próprias buchas da suspensão traseira do Opala. O conduíte plástico foi escolhido devido sua facilidade de manuseio conseguido após sua temperatura ser aumentada através de soprador de ar quente. Estas peças foram montadas juntamente à manga de eixo do Fiat Palio e à barra de direção do Opala. A foto abaixo ilustra o resultado obtido:



Figura 21 : Modelo montado



## 7. Análise Final de Custos

Após a confecção do modelo, foi possível chegar aos valores reais dos gastos no projeto:

| Peça                   | Qtd. | Custo de Material | Custo de Manufatura | Custo de Compra | Custo total |
|------------------------|------|-------------------|---------------------|-----------------|-------------|
| Braços superiores      | 2    | -                 | -                   | 40,00           | 80,00       |
| Braços inferiores      | 4    | -                 | 10,00               | 50,00           | 240,00      |
| Manga de eixo completa | 2    | -                 |                     | 180,00          | 360,00      |
| semi eixo              | 2    | -                 | -                   | 30,00           | 60,00       |
| Junta homocinética     | 4    | -                 | -                   | 60,00           | 240,00      |
| Parafusos/porcas       | 20   | -                 | -                   | 0,40            | 8,00        |
| Retrabalho no chassi   | -    | 10,00             | 100,00              | -               | 110,00      |
| Suporte da Manga       | 2    | 10,00             | 50,00               | -               | 120,00      |
|                        |      |                   |                     |                 | 1218,00     |

Fonte: Super Don, Mirafiori.

Vale lembrar ainda que na tabela acima não estão relacionados os custos da troca do câmbio atual por um com juntas homocinéticas, como os usados nos primeiros Gol's à ar, e nas Kombi's mais atuais.



## **Anexo**

Desenhos de fabricação das peças:

- Barra inferior dianteira
- Barra inferior traseira
- Suporte da manga de eixo.