

## **PROJETO DE ACIONAMENTO PARA TRANSLAÇÃO DE CARRO DE TRANSPORTE DE BOBINAS**

**Antônio Carlos Ataíde, antonio-carlos.ataide@arcelormittal.com.br<sup>1</sup>**

**Marcelo de Araújo Marcondes, pertence@demec.ufmg.br<sup>2</sup>**

**Paulo Roberto Cetlin, pccetlin@demet.ufmg.br<sup>2</sup>**

**Antônio Eustáquio de Melo Pertence, pertence@demec.ufmg.br<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ArcelorMittal Inox Brasil, Praça 1º de maio, 09, Centro, CEP 35180-018, Timóteo, Minas Gerais, Brasil.

<sup>2</sup>Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Antônio Carlos, 6627 – Campos Universitário, CEP 31270.901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

**Resumo:** *O laminador a frio nº 1 da ArcelorMittal Inox Brasil apresenta três carros de bobinas, cuja função é a de introduzir e retirar bobinas dos mandris das bobinadeiras. O sistema atual de translação dos carros utiliza cilindro hidráulico de 0,1016 m de diâmetro e curso de 4,8768 m, operando na velocidade de 0,18 m/s. Este sistema compromete os outros acionamentos hidráulicos que ocorrem simultaneamente, uma vez que praticamente toda a vazão da bomba da unidade hidráulica é absorvida por este consumidor. A especificação do equipamento foi analisada e avaliaram-se várias alternativas de projeto para translação dos carros, onde selecionaram-se duas possibilidades para fazer o acionamento de um dos eixos do carro. Uma possibilidade foi por motor hidráulico e outra por motoredutor. Ambas utilizam um par de engrenagens para acionar o eixo do carro. Constatou-se que as duas opções atendem à especificação do equipamento, mas identificaram-se várias vantagens com a utilização de acionamento por via elétrica (motoredutor). Sendo assim, dimensionaram-se os componentes principais do carro: motoredutor, eixos, engrenagens, rolamentos, estrutura, rodas e trilhos.*

**Palavras-chave:** *Laminador, carro de bobina, projeto de translação*

### **1. INTRODUÇÃO**

Apresenta-se neste trabalho um estudo para substituição dos sistemas de translação dos carros de bobinas do LB1. A necessidade deste trabalho foi reconhecida tendo em vista a produtividade do equipamento, a qualidade do produto, bem como as questões de segurança e custos de manutenção. Com o sistema de translação original, que utilizava cilindro hidráulico, os outros acionamentos que trabalhavam simultaneamente ficavam comprometidos pois, praticamente toda a vazão da bomba do sistema hidráulico era destinada para este consumidor, ou seja, a demanda de energia hidráulica era muito grande para a instalação, o que gerava perda de rendimento e atrasos na produção.

Quanto ao aspecto de segurança, é evidente a condição insegura no transporte de bobinas e de luvas de aço, uma vez que o circuito hidráulico não possuía componentes para controlar a partida e parada do carro, implicando grandes acelerações e paradas bruscas. Esta condição também implicava em riscos de marcas na tira provocadas pelo movimento entre espiras durante o transporte. Além dos fatores relacionados acima, vale ressaltar que os cilindros hidráulicos utilizados eram componentes de elevado custo de aquisição e de reparos.

Os estudos foram realizados com base em outros projetos de carros de bobinas utilizados em equipamentos similares da ArcelorMittal Inox Brasil. Foram avaliados os projetos que utilizam motor hidráulico acoplado a um redutor transmitindo movimento de giro para um eixo, onde se encontram montadas engrenagens nas extremidades, e estas, através de cremalheiras promovem a translação do carro. Neste caso, as rodas são movidas (loucas) montadas em pontas de eixos ligadas na estrutura do carro.

Avaliou-se o projeto do laminador de bobinas nº 2, LB2 onde o acionamento de um dos eixos é feito através de motor hidráulico acoplado a um redutor que transmite torque ao eixo utilizando uma transmissão por corrente de rolos.

Avaliaram-se também sistemas de translação que utilizam motores hidráulicos que, através de um par de engrenagens, transmite torque para os eixos dos carros. Neste caso o sistema é composto por dois acionamentos que operam simultaneamente acionando os dois eixos. Inicialmente este projeto foi identificado como o mais viável, tendo em vista a facilidade de adaptação e o envolvimento de menores custos de implantação uma vez que, no equipamento em estudo não há espaço suficiente para a montagem de cremalheiras ao longo dos trilhos.

Uma vez conhecidos outros projetos selecionaram-se duas possibilidades para fazer o acionamento de um dos eixos do carro, uma por via hidráulica e outra por via elétrica.

No presente artigo é feita a avaliação técnica e econômica da substituição do sistema de translação dos carros de bobinas, eliminando os principais consumidores de energia hidráulica do equipamento, reduzindo os custos de manutenção, reduzindo o tempo de preparação (set up) do equipamento, mitigando os riscos de marcas entre as espiras das bobinas, que podem ocorrer em função dos trancos nas partidas e paradas do carro e aumentando a segurança no transporte das bobinas.

## 2. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

### 2.1. Projeto original do sistema de translação dos carros de bobinas do LB1

Na Figura (1) é apresentada a concepção original da translação do carro de bobinas utilizado no LB1. São utilizadas quatro rodas, sendo duas com abas duplas e duas sem abas. Estas rodas são movidas e giram no eixo através de rolamentos, os eixos são travados na estrutura do carro através de chavetas aparafusadas na mesma. O cilindro hidráulico é de diâmetro de 0,1778 m x 0,1016 m x 4,8768 m e não possui controle de velocidade, são utilizadas válvulas direcionais convencionais TN 32.

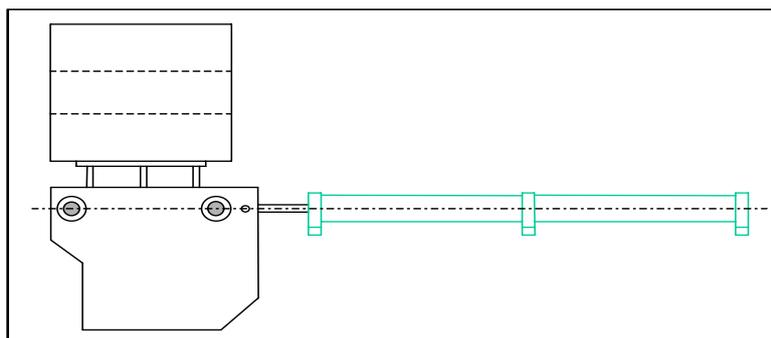


Figura 1. Concepção original do acionamento do carro de transporte.

Por se tratar de um cilindro de médio porte e curso longo, a demanda de vazão do sistema hidráulico é grande, cerca de 268 l/min para uma velocidade de deslocamento de 0,18 m/s. Este valor equivale exatamente à vazão da bomba e assim, para fazer o deslocamento total do carro de 4,87 m são necessários 27 s. Durante parte deste tempo os acumuladores fornecem vazão auxiliando a bomba, mas não é suficiente para manter as velocidades dos demais atuadores que são acionados ao mesmo tempo, o que gera elevação do tempo de preparação (set up) do equipamento.

A Figura (2) apresenta a demanda de vazão para uma operação efetuada no laminador de retirada de bobina. Foram considerados todos os acionamentos que ocorrem simultaneamente. Observa-se que em boa parte do tempo (entre 28 s e 65 s), é consumida vazão além da disponível no sistema.

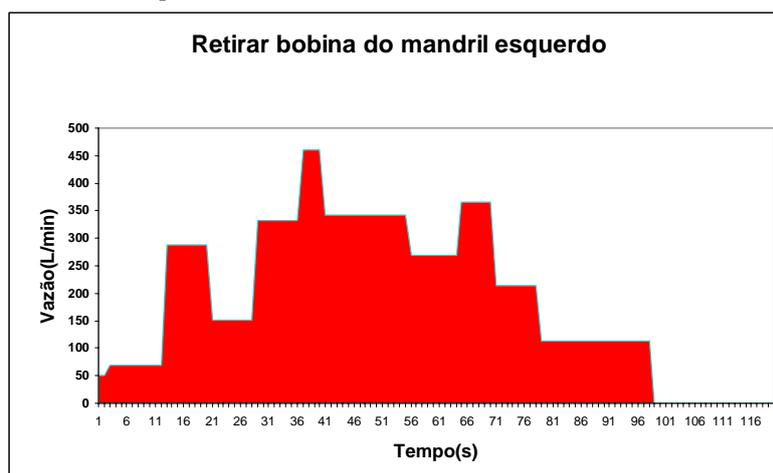


Figura 2. Perfil da vazão durante uma operação no LB1

### 2.2. Especificação do sistema de translação

O sistema de translação foi avaliado de forma a atender à especificação abaixo:

Massa do carro de translação	$M = 5000 \text{ kg}$
Massa da carga	$M_L = 26000 \text{ kg}$
Velocidade rápida	$v = 0,25 \text{ m/s}$
Velocidade lenta	$v = 0,10 \text{ m/s}$

Diâmetro da roda	$Dr = 0,178 \text{ m}$
Diâmetro de mancal	$d = 0,110 \text{ m}$
Superfície de contato	aço/aço
Transmissão intermediária	Transmissão por engrenagem $i = 4,823$
Diâmetro da engrenagem motriz	$d_e = 0,085 \text{ m}$
Número de partidas	3 ciclos/ hora com carga e 3 ciclos/ hora sem carga, 24 horas/ dia

São acionadas duas rodas (um eixo). As rodas não devem patinar na partida.

Como alternativas de projeto foram selecionadas duas opções, uma por via hidráulica e outra por via elétrica. Na primeira utilizou-se motor hidráulico acionando um par de engrenagens, de forma que a engrenagem maior encontra-se montada no eixo do carro conforme mostrado na Fig. (3a). Outra opção identificada foi a utilização de um motoredutor fazendo o acionamento do mesmo mecanismo utilizado na primeira alternativa, conforme mostrado na Fig. (3b). Observa-se na especificação que o carro deve permitir duas velocidades, uma rápida de 0,25 m/s e uma lenta de 0,10 m/s.

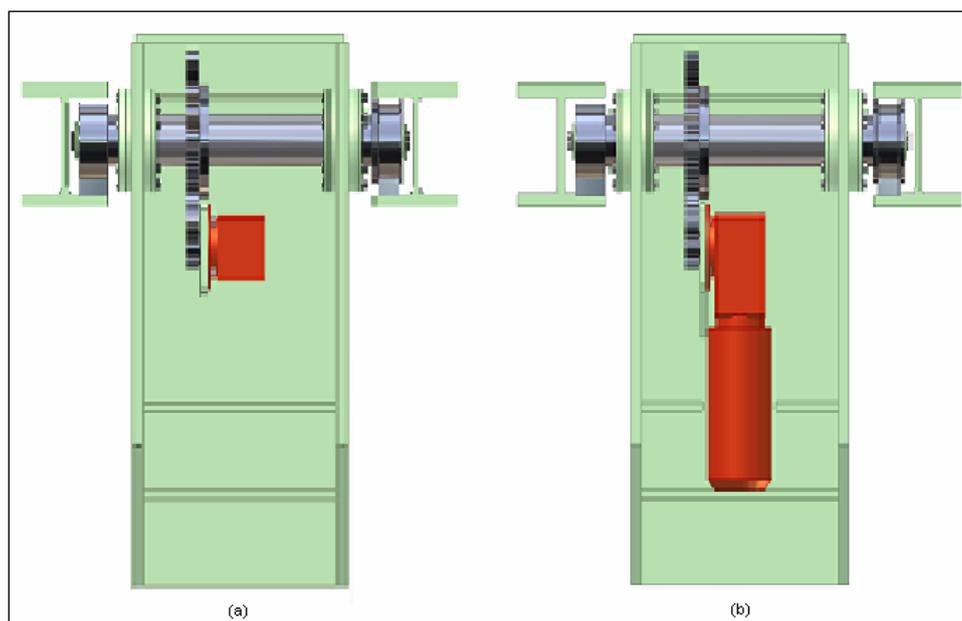


Figura 3. a - Projeto com motor hidráulico, b -Projeto com motoredutor

### 3. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

#### 3.1. Dimensionamento do Motor Hidráulico

O dimensionamento do motor hidráulico foi realizado conforme orientações para seleção de motores da TRW (1987). A força de tração  $TE$  é o torque no eixo dividido pelo raio da roda de tração ou a força de tração que as rodas desenvolvem sobre o solo, e é definida pela Eq. (1).

$$TE = FF + GR + F + DP + 10\% \quad (1)$$

Onde  $TE$  é a força de tração,  $FF$  é a resistência ao rolamento das rodas,  $GR$  é a resistência devido à rampa,  $F$  é a força de aceleração – inércia,  $DP$  é a força de reboque e 10% se refere ao atrito inicial e resistência de ar. A resistência à translação  $FF$  é composta pelo atrito rolante, pelo atrito do mancal e pelo atrito do flange da roda. Assim sendo, a força de resistência que age no sentido contrário ao movimento é dada pela Eq. (2).

$$FF = M.g \left[ \left( \frac{2}{Dr} \right) \left( \mu L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right] \quad (2)$$

Onde  $FF$  é a resistência à translação,  $M$  a massa total do carro mais a carga,  $Dr$  o diâmetro da roda,  $d$  o diâmetro do mancal,  $g$  a aceleração da gravidade,  $f$  o braço de alavanca do atrito rolante,  $c$  o coeficiente de atrito lateral e  $\mu L$  o coeficiente de atrito do mancal. O valor calculado para  $FF$  foi de  $3,559 \times 10^3 \text{ N}$ .

Para o cálculo da aceleração admissível na partida, o critério é que as rodas não devem patinar. As rodas patinam quando a força periférica  $FU$  se torna superior à força de atrito  $FR$ . A Equação (3) representa a relação entre as forças.

$$FU = M \cdot a = FR = M \cdot g \cdot \mu \quad (3)$$

Onde  $FU$  é a força periférica,  $M$  é a massa total do carro mais a carga,  $a$  é a aceleração,  $FR$  é a força de atrito,  $g$  é a aceleração da gravidade e  $\mu$  o coeficiente de atrito.

Na primeira avaliação a massa está distribuída sobre 4 rodas sendo 2 rodas motrizes. Neste caso o resultado da aceleração foi de  $a = 0,735 \text{ m/s}^2$ . Se por um problema de apoio apenas uma roda motriz ficar apoiada, a aceleração admissível será:  $a = 0,490 \text{ m/s}^2$ . Com a aceleração sendo inferior à aceleração admissível, as rodas não patinam.

A força de aceleração  $F$  necessária para acelerar o carro com carga é apresentada na Eq. (4). Para os cálculos utilizou-se aceleração de  $0,2 \text{ m/s}^2$  que equivale ao tempo de aceleração de  $1,25 \text{ s}$ .

$$F = \frac{v \cdot w}{g \cdot t} \quad (4)$$

Onde  $F$  é a força de aceleração,  $v$  é a velocidade final do carro,  $w$  é o peso do carro + carga,  $t$  é o tempo de aceleração e  $g$  a aceleração da gravidade. O valor calculado foi de  $F = 6200 \text{ N}$

A força de tração  $TE$  pode agora ser calculada pela Eq. (1), e seu valor foi de  $TE = 10735 \text{ N}$ . A rotação necessária para o motor hidráulico deve ser suficiente para prover ao sistema a velocidade máxima de trabalho de  $0,25 \text{ m/s}$  e é representada pela Eq. (5).

$$nh = \frac{v \cdot i}{r} \quad (5)$$

Onde  $nh$  é a rotação do motor hidráulico,  $v$  a velocidade de deslocamento do carro,  $i$  é a relação de transmissão do par de engrenagens e  $r$  o raio da roda. A rotação calculada foi de  $nh = 13,548 \text{ rad/s}$  ou  $130 \text{ rpm}$ .

Para o cálculo do torque necessário para o motor hidráulico utilizou-se a Eq. (6) que relaciona a força de tração, o raio da roda e a relação de transmissão do par de engrenagens.

$$T = \frac{TE \times Dr}{2 \times i} \quad (6)$$

Onde  $T$  é o torque,  $TE$  é a força de tração,  $Dr$  o diâmetro da roda e  $i$  a relação de transmissão do par de engrenagens. O valor calculado foi de  $T = 198 \text{ Nm}$ .

A partir dos cálculos realizados selecionou-se o motor hidráulico. A escolha do motor hidráulico foi feita tendo em vista as variáveis de torque e rotação necessárias, e também a possibilidade de utilização de modelos montados em equipamentos similares. Conforme catálogo de produtos da Parker (2009) selecionou-se o motor de modelo TF 0280 que possui as seguintes características:

Deslocamento	$280 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$
Velocidade máxima	$35 \text{ rad/s}$ (334 rpm)
Vazão máxima de óleo	$1,27 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (76 l/min)
Torque máximo	509 Nm
Rendimento	0,85

Uma vez que a pressão do sistema hidráulico é limitada em 70 bar, calculou-se o torque do motor escolhido através da Eq. (7).

$$T = \frac{Pr \cdot D \cdot \eta}{2\pi} \quad (7)$$

Onde  $T$  é o torque,  $Pr$  é a pressão,  $D$  o deslocamento do motor e  $\eta$  o rendimento do motor hidráulico.  $T = 265 \text{ Nm}$ . A Vazão de óleo requerida para a velocidade de  $0,25 \text{ m/s}$  e que deve ser disponibilizada para o motor hidráulico é dada pela Eq. (8).

$$Q = D \cdot nh \quad (8)$$

Onde  $Q$  vazão de óleo,  $D$  deslocamento e  $nh$  a rotação do motor hidráulico.  $Q = 6,067 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 36,4 \text{ l/min}$ .

O motor selecionado, sendo alimentado com os valores de pressão e vazão calculados, atende à especificação do carro de bobinas, mas deve possuir um circuito de alimentação através de válvula proporcional, de forma a prover ao carro, as duas velocidades de operação e também possibilitar o controle da aceleração e desaceleração a fim de evitar queda de bobinas e marcas entre as espiras.

### 3.2. Dimensionamento do Motoredutor

Para seleção do motoredutor, utilizou-se o manual de seleção da SEW (2005), empresa ligada ao ramo de

acionamentos elétricos.

De posse das informações de carga como massas, momentos de inércia das massas, velocidades, forças, número de partidas, períodos de trabalho, geometria das rodas e dos eixos, calculou-se a potência exigida sob considerações dos rendimentos e determinou-se a rotação de saída.

Para o cálculo do motor elétrico considerou-se a utilização de inversor de frequência, portanto o número de partidas é infinito, pois não há limitações térmicas uma vez que a corrente do motor é limitada em 1,5 da corrente nominal do motor.

A resistência à translação já foi calculada pela Eq. (2), e o seu valor é:  $FF = 3559$  N. A potência estática  $P_s$  considera todas as forças que se apresentam no estado de não acelerado. Essas forças são, entre outras: atrito rolante, forças de atrito, força de elevação na subida e força devida à pressão do vento.

A equação da potência estática é apresentada pela Eq. (9).

$$P_s = \frac{FF.v}{\eta T} \quad (9)$$

Onde  $P_s$  é a potência estática,  $FF$  a resistência à translação,  $v$  a velocidade e  $\eta T$  o rendimento total da instalação que consiste do rendimento do redutor  $\eta_G$  e do rendimento dos elementos de transmissão externos  $\eta_L$ .

O rendimento do redutor de engrenagens cônicas pode ser estimado com  $\eta_G = 0,98$  por estágio de engrenamento, uma vez que, até esse momento o redutor ainda não está determinado. Calcula-se com o valor médio de redutores de 2 e de 3 estágios  $\eta_G = 0,95$ .

O rendimento da carga está em função dos elementos de transmissão depois do redutor, neste caso  $\eta_L = 0,90$ , logo a potência estática é de  $P_s = 1047$  W. A potência dinâmica é a potência que acelera o sistema todo (carga, elementos de transmissão, redutor e motor).

Em geral, os momentos de inércia de massa, de elementos de transmissão e de redutores podem ser desprezados. O momento de inércia do motor ainda não é conhecido, uma vez que o motor ainda não foi determinado. Por essa razão, o motor será calculado por aproximação, exclusivamente via potência dinâmica para aceleração da carga. Entretanto tendo em vista que nos acionamentos dos sistemas de translação a relação entre momento de carga e momento de inércia de massa do motor geralmente é bem alta, aqui o motor já pode ser determinado com bastante precisão. As Eq. (10) e (11) representam a potência total do sistema.

$$PT = PDL + PDM + P_s \quad (10)$$

$$PT = \frac{M.a.v}{\eta T} + PDM + \frac{FF.v}{\eta T} \quad (11)$$

Onde  $PT$  é a potência total,  $PDL$  é a potência dinâmica da carga,  $PDM$  é a potência dinâmica do motor,  $P_s$  é a potência estática,  $\eta T$  é o rendimento total,  $M$  é a massa total do carro mais a carga,  $a$  é a aceleração e  $v$  a velocidade.

A aceleração de partida admissível foi calculada pela Eq. (3) e os valores são:  $a = 0,735$  m/s<sup>2</sup> e  $0,490$  m/s<sup>2</sup> respectivamente para as duas rodas motrizes apoiadas e para uma roda motriz apoiada. A Potência total  $PT$  considerando aceleração de  $0,2$  m/s<sup>2</sup> foi calculada sem a potência dinâmica do motor.  $PT = 2870$  W

Com a informação da potência exigida, selecionou-se o motor elétrico utilizando o catálogo de motoredutores da SEW (2004), cujo modelo se encontra abaixo.

DX112M4/BMG/HF SEW, PN= 4,0 kW,  $n_M = 1700$  rpm, MH / MN = 3,1 e JM =  $110,2 \times 10^{-4}$  kgm<sup>2</sup>.

Para que possa ser calculado o desempenho de um acionamento na partida e na frenagem, todos os momentos de inércia de massa a serem acelerados devem ser referidos ao eixo do motor e somados. A Eq. (12) apresenta o momento de inércia de massa externo reduzido para o eixo do motor.

$$J_x = M \left( \frac{v}{nM} \right)^2 \quad (12)$$

Onde  $J_x$  é o momento de inércia de massa externo,  $M$  a massa total do carro mais a carga,  $v$  a velocidade e  $nM$  a rotação do motor elétrico.  $J_x = 0,061$  kg.m<sup>2</sup>. Momento de carga é um fator de cálculo puro sem o rendimento e é apresentado pela Eq. (13).

$$ML = \frac{FF.v}{nM} \quad (13)$$

Onde  $ML$  é o momento de carga com carga,  $FF$  a resistência à translação,  $v$  a velocidade e  $nM$  a rotação do motor.  $ML = 4,999$  Nm. O tempo de aceleração  $TA$  é dado pela Eq. (14).

$$TA = \frac{v}{a} \quad (14)$$

Onde  $TA$  é o tempo de aceleração,  $v$  é a velocidade e  $a$  é a aceleração.  $TA = 1,25$  s.

A partir dos momentos de inércia o torque de aceleração  $MH$  pode ser calculado pela Eq. (15)

$$MH = \frac{\left[ JM + \left( \frac{1}{\eta} \cdot Jx \right) \right] \cdot nM}{TA} + \frac{ML}{\eta} \quad (15)$$

Onde  $MH$  é o torque de aceleração,  $JM$  o momento de inércia do motor,  $\eta$  é o rendimento total,  $Jx$  o momento de inércia da massa externa,  $nM$  a rotação do motor,  $ML$  é o momento de carga com carga e  $TA$  o tempo de aceleração.  $MH = 17,7$  Nm. O torque nominal  $MN$  é dado pela Eq. (16).

$$MN = \frac{PN}{2\pi \cdot nM} \quad (16)$$

Onde:  $MN$  é o torque nominal do motor,  $PN$  é a potência do motor e  $nM$  a rotação do motor.  $MN = 22,5$  Nm

$$\frac{MH}{MN} = 0,787 \cong 80 \%, \text{ desta forma são requeridos apenas } 80 \% \text{ do torque nominal.}$$

Uma vez selecionado o motor elétrico escolheu-se um redutor de engrenagens cônicas, por ser o modelo mais adequado para a montagem proposta. A rotação necessária para o redutor deve ser suficiente para prover ao sistema a velocidade máxima de trabalho de 0,25 m/s e é representada pela Eq. (17).

$$nr = \frac{v \cdot i}{r} \quad (17)$$

Onde  $nr$  é a rotação do motor,  $v$  a velocidade de deslocamento do carro,  $i$  a relação de transmissão do par de engrenagens e  $r$  o raio da roda.  $nr = 13,548$  rad/s = 130 rpm. A redução do redutor representa a razão entre a rotação do motor elétrico e a rotação do redutor e é dada pela Eq. (18).

$$R = \frac{nM}{nr} \quad (18)$$

Onde  $R$  é a redução do redutor,  $nM$  é a rotação do motor elétrico e  $nr$  a rotação do redutor.  $R = 13,138$ . Esses redutores estão dimensionados para carga uniforme e poucas ligações. Em caso de desvios dessas condições é necessário multiplicar o torque de saída teórico calculado ou a potência de saída por um fator de serviço  $fb$ . Este fator de serviço é determinado essencialmente pelo número de partidas, pelo fator de aceleração da massa e pelo período de trabalho diário. A Fig. (4) apresenta valores de fator de serviço  $fb$  de acordo com a classificação de carga

I - uniforme, fator de aceleração de massa admissível = 0,2

II - irregular, fator de aceleração de massa admissível = 3

III - altamente irregular, fator de aceleração de massa admissível = 10

Para o cálculo do fator de aceleração de massa  $fa$ , o manual da SEW (2005) apresenta a Eq. (19).

$$fa = \frac{Jx}{JM} \quad (19)$$

Onde  $fa$  é o fator de aceleração de massa,  $Jx$  é o momento de inércia de massa externa e  $JM$  o momento de inércia do motor.  $fa = 5,5$ , classificação de carga III. Conforme a especificação do equipamento, o ciclo de trabalho é de 3 ciclos/hora com carga, e 3 ciclos/hora sem carga para um regime de trabalho de 24 horas/dia. Verificando na Fig. (4) o valor de  $fb$  é de 1,65.

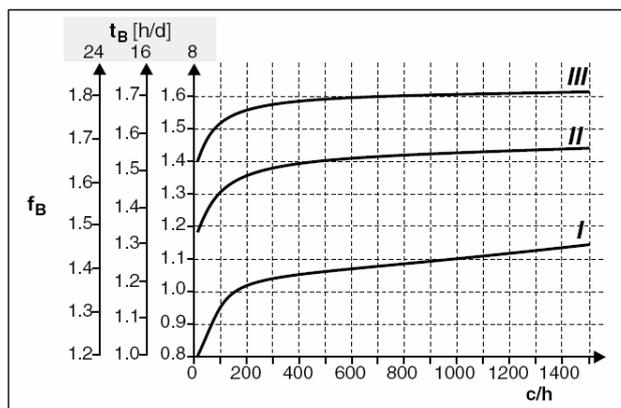


Figura 4. Fatores de serviço para motoredutor

A potência de referência para o cálculo do redutor, por princípio, é a potência nominal do motor. Para o cálculo do torque de saída do redutor, utilizou-se a Eq. (20).

$$Ma = \frac{PN \cdot \eta G}{2 \cdot \pi \cdot nr} \quad (20)$$

Onde  $Ma$  é o torque de saída do redutor,  $PN$  a potência do motor elétrico,  $\eta G$  o rendimento do redutor e  $nr$  a rotação do redutor.  $Ma = 280,5$  Nm. Foi escolhido o redutor de modelo KF 67 com rotação de saída de 131 rpm (2,1833 Hz),  $M_{max} = 667$  Nm, e força radial admissível de 13000 N. (SEW, 2004)

Com isso, o torque de saída  $Ma$  (referido à potência nominal do motor), o fator de serviço  $f_b$  e a força radial  $F_Q$  são: Torque de saída,  $Ma = 277$  Nm Fator de serviço  $f_b = 2,4$ , Força radial  $F_Q = 6518$  N.

### 3.3. Análise e seleção do acionamento

As duas opções de acionamento atendem às exigências estabelecidas, mas a utilização de motoredutor implicará menores custos de implantação e manutenção, além de não interferir na demanda hidráulica.

Dentre os pontos negativos da utilização de motor hidráulico observa-se a necessidade de substituição da esteira porta mangueiras, uma vez que será necessária a passagem de mais duas mangueiras de alimentação do motor hidráulico. A aquisição da esteira, do motor hidráulico e de válvulas proporcionais com eletrônica incorporada implicaria custos duas vezes maiores que os custos com motoredutor e inversor de frequência. Com a utilização de motoredutor, não é necessária a substituição da esteira porta mangueiras, pois apenas um cabo elétrico será usado para alimentação do motor e a esteira original já possui furo disponível para passagem do cabo.

Com relação ao controle de velocidade do carro, observa-se uma ligeira vantagem para o acionamento elétrico (motoredutor), tendo em vista que o acionamento via motor hidráulico, utiliza-se de válvulas proporcionais que requerem melhor qualidade do óleo, sendo necessário implantar melhorias no sistema de filtragem do sistema hidráulico, o que também implicaria maiores custos. Ao passo que o controle de velocidade através de inversor de frequência não requer investimentos adicionais, apenas o custo dos componentes.

No aspecto de manutenção, o acionamento por motoredutor também possui vantagem, porque não será necessária a manutenção em mangueiras, eliminando a possibilidade de vazamentos de óleo, que implica contaminação do óleo utilizado no processo de refrigeração da tira, o que compromete a qualidade do material produzido no laminador. Com a utilização de motor hidráulico, ainda seria necessária a disponibilização de energia hidráulica, que mesmo sendo de valor baixo, deve ser evitada, uma vez que todo o sistema hidráulico do equipamento se encontra com baixo rendimento.

Uma vez escolhida a alternativa via motoredutor, foi dada sequência nos estudos, onde realizaram-se os dimensionamentos dos componentes.

### 3.4. Dimensionamento do par de engrenagens

Foi adotada a norma AGMA (2001) para o cálculo de resistência dos dentes quanto à quebra por flexão e quanto a desgaste. Duas fórmulas fundamentais são usadas, sendo uma para resistência a flexão e outra para resistência ao desgaste. A fórmula fundamental para resistência a flexão é dada pela Eq. (21)

$$\sigma = \frac{FtKa}{Kv} \frac{1}{bm} \frac{KsKm}{J} \quad (21)$$

Onde  $\sigma$  é a tensão de flexão,  $Ft$  é a força tangencial transmitida,  $Ka$  o fator de aplicação,  $Kv$  o fator dinâmico,  $b$  a largura da engrenagem,  $m$  é o módulo da engrenagem,  $Ks$  o fator de tamanho,  $Km$  o fator de distribuição de carga e  $J$  o fator geométrico. A fórmula fundamental para resistência ao desgaste é dada pela Eq. (22)

$$\sigma_c = C_p \left( \frac{F_t C_a C_s C_m C_f}{C_v b d I} \right)^{1/2} \quad (22)$$

Onde  $\sigma_c$  é a tensão de contato,  $F_t$  a força tangencial transmitida,  $C_a$  o fator de aplicação  $K_a$ ,  $C_v$  o fator dinâmico  $K_v$ ,  $b$  a largura da engrenagem,  $d$  é o diâmetro primitivo da engrenagem,  $C_s$  o fator de tamanho  $K_s$ ,  $C_m$  o fator de distribuição de carga  $K_m$ ,  $I$  o fator geométrico,  $C_f$  o fator da condição superficial e  $C_p$  o coeficiente elástico. Os dados principais das engrenagens após várias iterações são apresentados na Tab. (1).

**Tabela 1. Dados principais do par de engrenagens.**

Dimensões/características	Especificação
Módulo	5
Ângulo de pressão	20°
Diâmetro primitivo do pinhão	0,085 m
Diâmetro primitivo da coroa	0,410 m
Largura	0,060 m
Material do pinhão	Aço SAE 4340
Material da coroa	Aço SAE 1045
Dureza do pinhão	400 HB
Dureza da coroa	300 HB

### 3.5. Dimensionamento do Eixo Motriz

O eixo foi dimensionado considerando o projeto para flexão alternada e torção fixa. Conforme Norton (2004), o diâmetro do eixo é calculado pela Eq. (23)

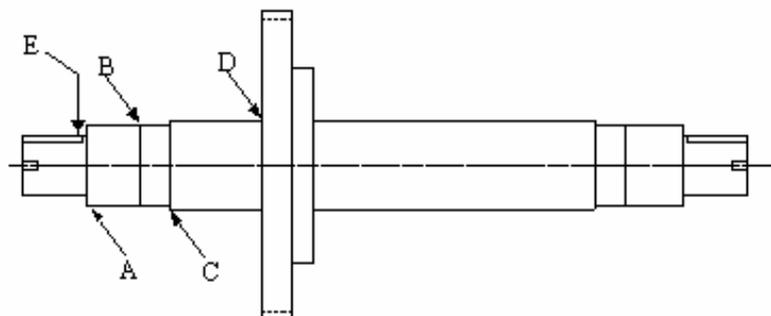
$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fs} \frac{T_s}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (23)$$

Onde  $d$  é o diâmetro,  $N_f$  o coeficiente de segurança à fadiga,  $K_f$  o fator de concentrações de tensão de fadiga (flexão),  $K_{fs}$  o fator de concentrações de tensão de fadiga (torção),  $M$  o momento fletor no ponto,  $S_e$  a resistência a fadiga,  $T_s$  o torque atuante no eixo e  $S_y$  a resistência ao escoamento.

A Tabela (2) apresenta os diâmetros calculados para o eixo indicados na Fig. (5). Os diâmetros de referência são dimensões de um eixo utilizado em um carro de bobinas com as mesmas especificações do carro do LB1.

**Tabela 2. Diâmetros calculados para eixo de aço SAE 4140**

Ponto calculado	Diâmetros de referência [m]	Diâmetros encontrado [m]
Ponto A	0,108	0,071
Ponto B	0,108	0,088
Ponto C	0,110	0,099
Ponto D	0,120	0,110
Ponto E	0,075	0,067



**Figura 5. Indicação dos pontos de cálculo do eixo**

### 3.6. Dimensionamento dos demais componentes

Verificou-se o dimensionamento dos rolamentos de sustentação do eixo, tendo como referencia rolamentos utilizados em um carro de bobinas com as mesmas especificações do carro do LB1. Utilizaram-se os critérios de vida nominal e capacidade de carga estática para verificar o dimensionamento. Para o critério de vida nominal de fadiga, o resultado encontrado demonstra que o rolamento apresenta vida infinita, pelo critério de carregamento estático foi identificado valores aceitáveis.

O anel de fixação foi selecionado com base no diâmetro do eixo e no torque transmitido. Foi selecionado o anel de modelo RFN 7012 com diâmetro interno de 0,120 m e diâmetro externo de 0,165 m, com capacidade de torque de 13100 Nm. Fonte do modelo: Imetex (2007).

As chavetas foram dimensionadas pelos critérios de cisalhamento e esmagamento. Foi necessário verificar o dimensionamento da estrutura do carro, uma vez que as furações para passagem dos eixos foram aumentadas a fim de comportar os rolamentos. Na avaliação da estrutura do carro, considerou-se a aplicação de uma carga de 32500 kgf na base onde estão localizados os mancais do cilindro hidráulico de elevação da bobina. Através do programa de elementos finitos ANSYS, as tensões atuantes foram determinadas. Observou-se baixo nível das tensões atuantes no material da viga (aço SAE 1020 com limite de escoamento de 207 MPa). As tensões máximas presentes também estão dentro da faixa segura de utilização do material.

## 4. CONCLUSÕES

Apresentou-se neste trabalho um estudo de projeto para acionamento da translação de carro de transporte de bobinas para o laminador a frio nº 1 da ArcelorMittal Inox Brasil. A opção de acionamento por via elétrica é a mais indicada para o acionamento da translação tendo em vista a eliminação dos maiores consumidores hidráulicos de todo o equipamento, o que permitirá maior disponibilidade de energia hidráulica para os demais atuadores, evitando interferências entre os acionamentos.

A segurança no transporte das bobinas será garantida através da possibilidade de utilização de duas velocidades de deslocamento do carro e através de partidas e paradas suaves, que também têm relação direta com a vida útil dos componentes.

O inversor de frequência foi dimensionado pela equipe da SEW com base na potência do motor elétrico e nas quantidades de entradas e saídas dos sinais para possibilitar a seleção das duas velocidades de deslocamento do carro, de 0,25 m/s e 0,10 m/s, e o controle da velocidade na partida e parada. A velocidade lenta será utilizada para retirada de bobinas do mandril que aliada à rampa de aceleração reduzirá a possibilidade de marcas na tira.

O retorno do investimento para substituição dos sistemas de translação dos carros de bobinas da direita e esquerda do laminador se dará em 18 meses. Para os cálculos consideraram-se os ganhos com set up de 19 s/bobina, o que representa um ganho de produção mensal de 17,2 ton e a redução de custos de manutenção. Os materiais do par roda/trilho foram alterados a fim de minimizar desgastes e manutenção do apoio.

Foi prevista a adaptação de sensores de fim de curso nas extremidades dos trilhos para bloquear o acionamento e evitar a colisão do carro com os batentes. Para controle de posição do carro pode ser prevista a montagem de um sensor de posição (encoder) no eixo movido, a fim de permitir a introdução e retirada de bobinas no modo automático (visão futura). Implantando-se este projeto será possível eliminar um dos sistemas hidráulicos existentes, o que reduzirá muito os custos o que já está sendo planejado.

## 5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à ArcelorMittal Inox Brasil pela cessão das informações e imagens.

## 6. REFERÊNCIAS

AGMA STANDARD, 2001, "Fundamental rating factors and calculation methods for involute Spur and Helical Gear teeth", C95.

Imetex indústria e comércio LTDA, disponível em: <http://imetex.com.br> acessado em dezembro de 2009.

Norton, R. L., 2004, "Projeto de máquinas". Tradução: João Batista de Aguiar, José Manoel de Aguiar. 2. ed. Porto Alegre, Bookman.

SEW, 2005, "Seleção de acionamentos", 9. ed. São Paulo, SP.

SEW Eurodrive, 2004, "Catálogo de motoredutores", 8. ed. São Paulo, SP.

TRW, 1987, "Manual de seleção de motores hidráulicos", 1ª. ed. São Paulo, SP.

PARKER, "Catálogo de produtos", disponível em: <http://parker.com.br> acessado em janeiro de 2010.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **DESIGN OF DRIVE TO COIL TRANSPORT CAR TRANSLATION**

**Antônio Carlos Ataíde, antonio-carlos.ataide@arcelormittal.com.br<sup>1</sup>**

**Marcelo de Araújo Marcondes, pertence@demec.ufmg.br<sup>2</sup>**

**Paulo Roberto Cetlin, pzetlin@demet.ufmg.br<sup>2</sup>**

**Antônio Eustáquio de Melo Pertence, pertence@demec.ufmg.br<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>ArcelorMittal Inox Brazil, Praça 1º de maio, 09, Centro, CEP 35180-018, Timóteo, Minas Gerais, Brazil.

<sup>2</sup>Federal University of Minas Gerais, Av. Antônio Carlos, 6627 – Campos Universitário, CEP 31270.901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

**Abstract.** *The cold rolling mill number 1 from ArcelorMittal Inox Brazil presents three coil cars', which function is to insert and remove coils from coiler mandrel's. The current translation system of these cars uses hydraulic cylinder of 0.1016 m diameter and stroke of 4.8768 m, operating at a speed of 0.18 m / s. This system compromises the other hydraulic actuators, which operate simultaneously, because the pump flow of the hydraulic unit is almost totally absorbed by this consumer. The specification of the equipment was analyzed and several design alternatives for cars translation were assessed, where two drive possibilities for the car axes were selected. One possibility was by hydraulic motor and the other by electrical gear motor. Both use a pair of gears to drive the car axle. It was confirmed that both options attend the specification of equipment, but was identified several advantages using electric drive by gear motor. Thus, the main components of the car were dimensioned: gear motor, axes, gears, bearings, frame, wheels and rails.*

**Keywords:** *Mill, coil car, design.*