

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA**  
**ÁREA DE CONSTRUÇÕES RURAIS E AMBIÊNCIA**



**ESTÁGIO SUPERVISIONADO**  
**RELATÓRIO FINAL**

---

TÍTULO DO PROJETO:

**ANÁLISE DO TRANSPORTADOR HELICOIDAL PARA  
TRANSPORTE DE FARINHAS**

ORIENTADO:

**RENATO LUIZ DOS SANTOS JÚNIOR**

ORIENTADOR:

**Prof. Dr. JOSÉ WALLACE BARBOSA DO NASCIMENTO**

CO - ORIENTADOR:

**Prof. M.Sc. DERMEVAL ARAÚJO FURTADO**

MEMBRO DA MESA:

**Prof. MARLUCE ARAÚJO DE AZEVEDO**

**Campina Grande – PB, Maio de 2002**



Biblioteca Setorial do CDSA. Abril de 2021.

Sumé - PB

Campina Grande, 22 de maio de 2002.

## RELATÓRIO

O aluno Renato Luiz dos Santos Júnior apresentou o relatório de conclusão de estágio Supervisionado no Curso de Engenharia Agrícola da Universidade Federal da Paraíba, perfazendo uma carga horária de 150 horas e obteve a nota 8,0 (oito). O título do projeto desenvolvido para o referido estágio foi ANÁLISE DO TRANSPORTADOR HELICOIDAL PARA TRANSPORTE DE FARINHAS.



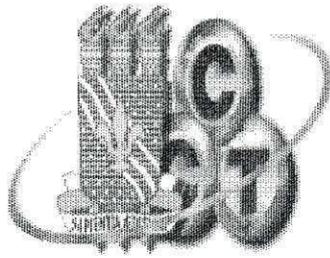
Prof. José Wallace Barbosa do Nascimento



Prof. Marluce Araújo de Azevedo



Prof. Dermeval Araújo Furtado



**ESTÁGIO SUPERVISIONADO  
RELATÓRIO FINAL**

---

ORIENTADO:

  
RENATO LUIZ DOS SANTOS JÚNIOR

ORIENTADOR:

  
Prof. Dr. JOSÉ WALLACE BARBOSA DO NASCIMENTO

CO - ORIENTADOR:

  
Prof. M.Sc. DERMEVAL ARAÚJO FURTADO

MEMBRO DA MESA:

  
Prof. MARLUCE ARAÚJO DE AZEVEDO

---

*Faint handwritten text at the bottom of the page, possibly a date or location, is mostly illegible.*

## **1. Introdução**

O Brasil ocupa atualmente a posição de segundo maior produtor de carne de frango do mundo, e a cadeia produtiva do frango tem uma participação no PIB nacional de aproximadamente 2%, o que demonstra a importância do setor. Dentro deste sistema está inserido a importância da tecnologia de fabricação de silos para as fábricas de ração e do transporte do produto para as granjas.

Nos caminhões empregados para transportar rações das fábricas até às granjas, observa-se alguns problemas de projetos que comprometem o desempenho e a funcionalidade dos mesmos, acarretando o aumento do custo de produção como é o caso da rosca extratora que, durante a descarga, funciona mas não retira o produto. Isso se dá devido a formação de arcos coesivos sobre elas, por conta do alto teor de gordura e da vibração do caminhão durante a viagem. Para dá início ao processo de descarregamento se faz necessário golpear as paredes da caçamba do caminhão para quebrar os arcos coesivos que se formam, tal procedimento provoca danos estruturais, que ao tentar solucionar através de soldagem, incrementa a rugosidade da superfície interna da parede da caçamba e aumenta a possibilidade de formação de arcos.

Nos últimos anos a avicultura teve grande avanço tecnológico no setor da engenharia genética, na formação das rações e nas construções de instalações climatizadas e no entanto, observa-se que pouca atenção foi dada a outros setores da cadeia produtiva do frango, como é o caso de problemas na vazão de descarga dos caminhões transportadores de ração.

Ciente de tais problemas, se faz necessário a realização do trabalho com o intuito de eliminar perdas na cadeia produtiva através da otimização da vazão de descarga dos caminhões transportadores de ração.

### **OBJETIVOS:**

O objetivo do trabalho é comparar o transportador helicoidal de passo constante, que é utilizado atualmente, com o transportador helicoidal de passos variados analisando a vazão de descarga.

## **2. Revisão Bibliográfica**

O transporte de materiais granulares é um importante processo na agricultura e no processo de alimentação de silos. Os transportadores são usados para transportar produtos de fluxo livre tais como: areia, materiais fibrosos e pós. Devido a seu baixo custo inicial e simplicidade, os transportadores são os métodos preferidos para estocagem de grãos em silos e na distribuição da alimentação.

Muitos estudos foram publicados com dados da performance de um transportador, onde em cada estudo estava incluído a diferente geometria do transportador, propriedades do material e as condições de operação.

MILLIER (1958) pesquisou algumas relações básicas para capacidade de alguns transportadores e comparou a teoria e os valores da capacidade atual como foi sugerido por REHKUGLER (1958) para o trigo e aveia, que em suas análises estudou a consideração das forças nas partículas individuais destes produtos, as quais foram assumidas como esferas

inelásticas perfeitas com densidade e diâmetro médio característico. Observou também que as partículas nos transportadores moviam-se numa direção aproximadamente perpendicular a superfície helicoidal do transportador. ROSS & ISAACS (1961) estudaram a capacidade teórica dos transportadores helicoidais completamente cheios.

Recentemente, JONES & KOCHER (1995) descreveram um fluxo não uniforme que ocorria com os transportadores helicoidais convencionais e apresentaram um projeto de transportador que fornece um descarregamento uniforme de produtos granulares em tremonhas com secções transversais retangulares. Foram descritas três mudanças realizadas no projeto do transportador convencional para encontrar as características de fluxo de massa. Estas três mudanças foram: diâmetro externo do transportador, passos e diâmetro do eixo variados.

Existem várias opções possíveis para se utilizar um transportador com diâmetro externo variável que fornece um descarregamento uniforme na tremonha, mas cada opção apresenta uma desvantagem.

Uma desvantagem é quando um tubo de diâmetro uniforme é usado nos transportadores, uma parte deste tubo não será esvaziado. Um transportador de diâmetro externo variável onde o diâmetro externo máximo é igual a largura da secção transversal retangular poderá ser usado, mas a desvantagem deste transportador é o descarregamento não uniforme transversalmente a largura da tremonha e contrário a saída do transportador, onde o diâmetro externo do filete será menor do que a largura da secção transversal. Um transportador com diâmetro externo mínimo igual a largura da secção transversal retangular apresenta como desvantagem um diâmetro externo maior do que dos outros projetos requerendo mais material e mais espaço abaixo da tremonha.

Testes com transportadores convencionais foram conduzidos, um transportador de passos variados e outra com diâmetro do eixo variável. No transportador convencional observou-se que o descarregamento uniforme com fluxo de massa na tremonha não era produzido com uma secção transversal retangular. Práticas evidenciaram que os transportadores com diâmetro interno e passos variados produziram descarregamento uniforme da mesma tremonha (JONES & KOCHER 1995).

## **2.1 Fluxo de massa no interior da caçamba**

Os transportadores são bastante usados no transporte de produtos sólidos, alguns determinam o fluxo de massa. De acordo com o modo de operação, uma das vantagens no descarregamento pelas tremonhas é a boa alimentação volumétrica causada pelo fluxo de massa que permite descarga uniforme (JENIKE, 1961).

Segundo JENIKE (1961), existem dois modelos básicos de fluxo: fluxo de massa e fluxo de funil, que podem ser visualizados nas Figuras 2.1(a) e 2.1(b). O fluxo de massa somente será possível se as paredes da tremonha forem suficientemente lisas. Os dois parâmetros mais importantes para o projeto de silos com fluxo de massa são: JENIKE (1964), ARNOLD & ROBERTS (1980).

i- a inclinação máxima das paredes da tremonha, que é denotada pelo ângulo de inclinação  $\alpha$  (com relação ao plano vertical).

ii- a dimensão máxima do orifício de saída terá que ser determinado para evitar o arqueamento.

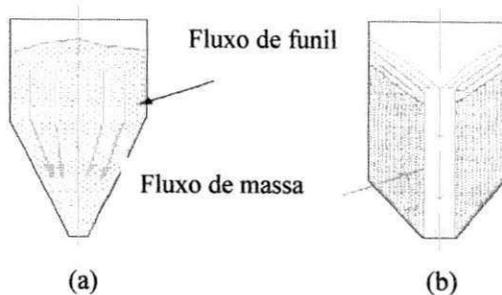


FIGURA 2.1- Modelos básicos de um fluxo

Estão representados na Figura 2.2 os silos para fluxo de massa que são classificados de acordo com a forma do alimentador e o modelo do fluxo associado. Os dois tipos principais são as tremonhas cônicas que operam com fluxo assimétrico, como indicado na Figura 2.2(a), e cuneiforme ou em forma de cunha na qual o fluxo de massa ocorre apresentado na Figura 2.2(b) JENIKE (1961), ARNOLD et al. (1980).

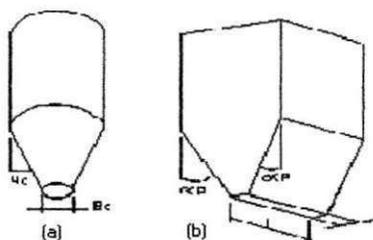
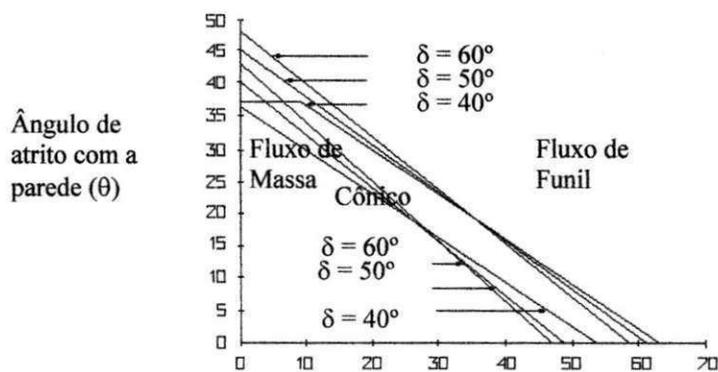


FIGURA 2.2 - Silos típicos de fluxo de massa

Nos silos de fluxo de massa, o ângulo  $\alpha$  da parede da tremonha será em média, aproximadamente  $10^\circ$  maior do que aquele correspondente as tremonhas cônicas. Portanto, eles oferecem maior capacidade de estocagem para o mesmo espaço do que o silo cônico, mas esta vantagem é um pouco compensada pela longa fenda que pode causar problemas na descarga. O fluxo de transição é representado por fluxo de massa nas laterais e cônico na saída apresentando um comprimento da fenda do orifício de descarga mais adequada. As tremonhas em forma de pirâmide, apesar da simples fabricação são indesejáveis, devido ao acúmulo do produto que fica depositado em suas arestas, o qual não flui dificultando assim o seu escoamento ROBERTS, et al. (1979).

Os limites para o fluxo de massa dependem do ângulo de inclinação das paredes da tremonha ( $\alpha$ ), o ângulo de atrito na parede ( $\phi$ ) e o ângulo efetivo de atrito interno ( $\phi_c$ ). As relações para tremonhas cônicas e cuneiformes estão ilustradas na Figura 2.3 JENIKE & JOHANSON (1969).



## Ângulo da Tremonha $\alpha$ (°)

FIGURA 2.3 - Limites para os modelos de fluxo de massa e de funil

No caso das tremonhas cônicas, os limites para o fluxo de massa são claramente definidos, enquanto o fluxo nas tremonhas cuneiformes é de massa ou indeterminado. Considere, por exemplo, uma tremonha cônica no processamento de carvão com  $\delta = 45^\circ$ . Se a tremonha é de aço de baixo teor de carbono, ela está sujeita a corrosão, o ângulo  $\phi$  é aproximadamente  $30^\circ$ . Com base na Figura 2.3, o valor limite é  $\alpha = 13^\circ$ . Uma margem de  $3^\circ$  é normalmente admitida, fazendo  $\alpha = 10^\circ$  tem-se uma tremonha muito inclinada. Se a tremonha é revestida com aço inoxidável, o ângulo de atrito  $\phi$  é igual a  $20^\circ$ . Logo,  $\alpha = 26 - 3 = 23^\circ$ . Isto resulta numa forma de tremonha mais razoável. Os ângulos correspondentes para o fluxo de massa são  $\alpha = 22^\circ$  para  $\phi = 30^\circ$  e  $\alpha = 35^\circ$  para  $\phi = 20^\circ$  ROBERTS et al. (1979), COLIJN (1977).

### 2.2 Lugar geométrico e função fluxo

A resistência e as características do fluxo dos produtos são definidas por sua função fluxo, FF, que é normalmente obtida por teste usando um aparelho de cisalhamento direto. Alternativamente, um anel ou aparelho de teste de cisalhamento de torção ou um teste triaxial podem ser usados. Primeiramente, a função fluxo, para um dado produto é um gráfico da resistência do produto inconfinado,  $\sigma_c$  versus a tensão de consolidação maior,  $\sigma_1$ . Estes dois parâmetros são obtidos pelo espaço geométrico, como ilustrado na Figura 2.4, as tensões de maior e menor consolidação,  $\sigma_1$  e  $\sigma_2$ , respectivamente são traçadas pelo semi-círculo de Mohr que é tangencial ao lugar geométrico WALTERS (1973).

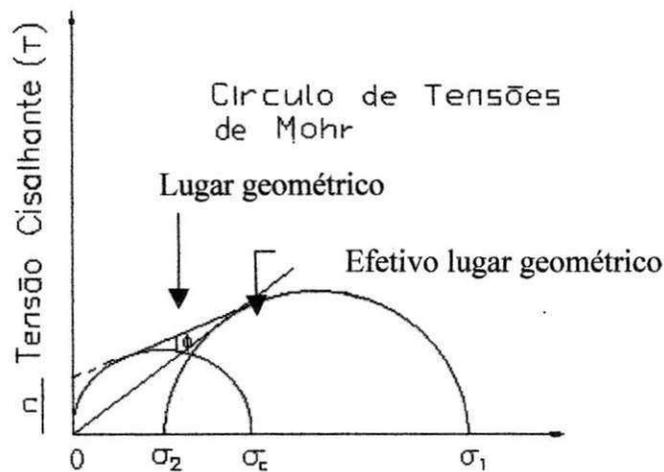
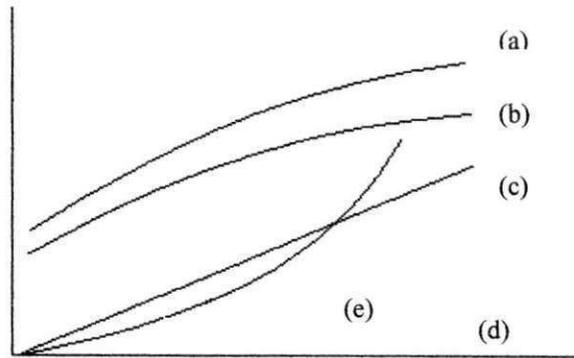


FIGURA 2.4 - Tensões de consolidação

A resistência do produto inconfinado ( $\sigma_c$ ) é definida pelo semi-círculo de Mohr através da origem. O efetivo lugar geométrico é a linha reta através da origem tangencial ao maior semi-círculo de Mohr e a inclinação da reta é definida pelo ângulo efetivo de atrito interno ( $\phi_c$ ). As funções fluxo típicas estão ilustradas na Figura 2.5 WALTERS (1973), JENIKE et al. (1973).



Tensão de maior consolidação,  $\sigma$

FIGURA 2.5 - Funções fluxo típicas dos grãos.

Para a maioria dos casos, as funções fluxo para grãos coesivos serão convexas na forma das curvas superiores (a) e (b) ou linhas retas através da origem como na curva (c). Grãos representando a última característica são referidos tal qual “grãos simples”. Grãos que fluem livremente não tem coesão e conseqüentemente não tem resistência (isto é,  $\sigma_c = 0$ ), sua função fluxo coincide com o eixo horizontal como no caso da curva (d). A resistência dos mesmos produtos aumenta mais rapidamente quando a tensão de consolidação aumenta e neste caso, a função fluxo representa uma forma côncava como na curva superior (e). Um produto típico exibindo estas características é Nitrato de Amônia, um produto usado como explosivo em operações minerais. Vários fatores influenciam a resistência e conseqüentemente a função fluxo dos produtos. Dentre eles incluem-se o teor de umidade, temperatura, tempo de estocagem, distribuição do tamanho da partícula e fatores externos como as vibrações mecânicas ROBERTS (1980) e ROBERTS (1984).

### 2.3 Determinação da geometria do silo para fluxo de massa

Basicamente, o objetivo no projeto de fluxo de massa é determinar a geometria da tremonha, em particular, o ângulo de inclinação da parede da tremonha,  $\alpha$  e o tamanho da abertura B, uma vez que um arco coesivo estável não pode se formar sobre o orifício de saída da tremonha. Dois parâmetros são importantes: primeiro, a função fluxo, FF representando a resistência do produto e segundo, o fator fluxo, ff que descreve a condição da tensão na tremonha durante o fluxo. O fator fluxo é dado por:

$$ff = \frac{\sigma_1}{\sigma_1}$$

O fator fluxo é uma função linear e está ilustrado junto com a função fluxo na Figura 2.6 MOORE & ARNOLD (1984).

O fator fluxo depende do ângulo de atrito do produto com a parede,  $\phi_w$ , da inclinação da parede da tremonha,  $\alpha$  e o ângulo efetivo de atrito interno,  $\delta$ . A determinação dos fatores fluxos também resulta no fator fluxo associado ao projeto.

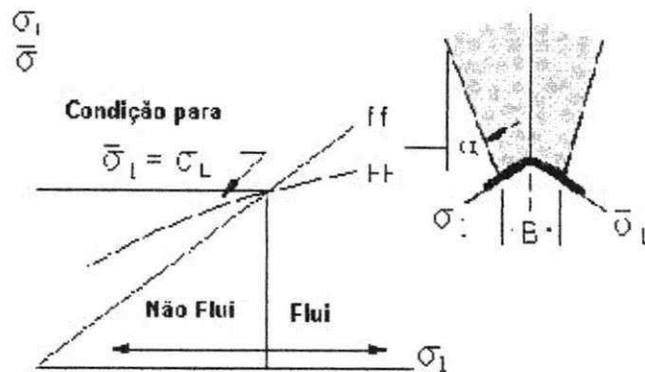


FIGURA 2.6 - Condição de fluxo de massa

Para ocorrer fluxo é necessário que  $\bar{\sigma}_1 > \sigma_c$ . Quanto a Figura 2.6, a condição crítica para o fluxo ocorrer é quando  $\bar{\sigma}_1 = \sigma_c$ . O tamanho mínimo da abertura é definido por:

$$B = \frac{\bar{\sigma}_1}{\rho g} \cdot H(\alpha)$$

## 2.4 Modelo teórico para os transportadores helicoidais

Os dois modelos básicos para se projetar um transportador são:

- Transportador helicoidal com passo e diâmetros externo e interno constantes.
- Transportador com passo crescente e diâmetros externo e interno constantes.

O primeiro tipo é o modelo convencional já constatado nos projetos dos caminhões. O segundo foi escolhido devido a facilidade de manuseio na execução do projeto, como também pela apresentação do fluxo de massa facilitando assim, o escoamento do produto.

### 2.4.1 Transportador com passo e diâmetros interno e externo constantes

O'BRIEN(1965) desenvolveu um projeto de transportador com diâmetros interno, externo e passo constantes. O transportador de O'Brien pode ser visualizado na Figura 2.7.



FIGURA 2.7 – Transportador com diâmetros interno, externo e passos constantes.

Segundo ele, o produto penetra no transportador que está sob uma calha em forma de U e a medida que o transportador gira, o produto que entra é conduzido e será o primeiro

a sair. Portanto, formar-se-á um fluxo de massa devido ao escoamento uniforme ao longo do transportador O'BRIEN (1965).

Para estes modelos de fluxo nos transportadores, JONES & KOCHER(1995) desenvolveram as equações para o projeto dos transportadores considerando uma secção vertical infinitesimalmente pequena. A velocidade inferior do fluxo do produto dentro do transportador ( $v$ ) deve ser constante ao longo do seu comprimento para se conseguir um fluxo uniforme. A Figura 2.8 ilustra a conservação da massa dentro e fora da pequena secção infinitesimal JONES & KOCHER (1995).

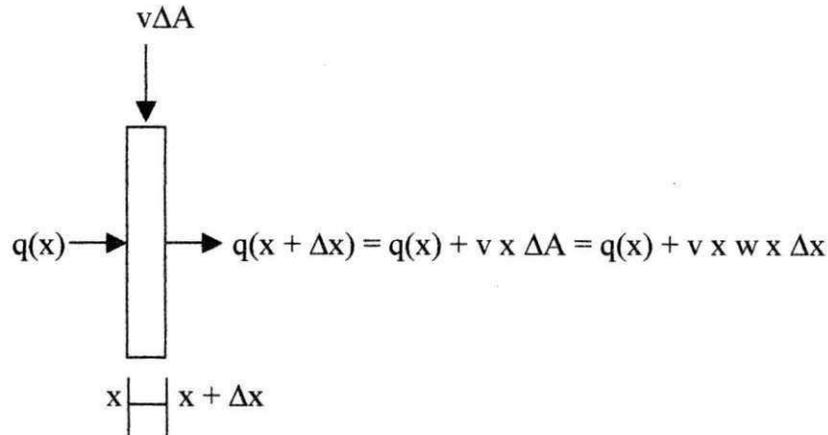


FIGURA 2.8 - Conservação da massa dentro e fora da pequena secção infinitesimal.

JONES & KOCHER (1995) propuseram que  $q(x)$  é a taxa de fluxo volumétrico do material no transportador na posição  $x$ , portanto:

$$q(x + \Delta x) = q(x) + v \times \Delta A = q(x) + v \times w \times \Delta x \quad (1)$$

Rearranjando a equação (1), fica:

$$\frac{q(x + \Delta x) - q(x)}{\Delta x} = v \times w \quad (2)$$

Fazendo o limite quando  $\Delta x$  aproxima-se de 0, então:

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left[ \frac{q(x + \Delta x) - q(x)}{\Delta x} \right] = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} [v \times w] \quad (3)$$

e usando a definição de derivada resulta

$$\frac{d}{dx} q(x) = v \times w \quad (4)$$

Uma outra expressão para  $q(x)$  é encontrada pela determinação do fluxo dentro do transportador como uma função das suas características e a velocidade angular em que o

transportador está operando. Segundo SHIVVERS (1973), PARSONS et al. (1969)  $q(x)$  pode ser escrito da seguinte forma:

$$q(x) = \frac{\pi}{4} [DE^2 - (DI(x))^2] \omega \times p \quad (5)$$

Diferenciando em relação a  $x$ ,

$$\frac{d}{dx} q(x) = \frac{d}{dx} \left\{ \frac{\pi}{4} [DE^2 - (DI(x))^2] \omega \times p \right\} \quad (6)$$

$$\frac{d}{dx} q(x) = -\frac{\pi}{4} \times \omega \times p \times \frac{d}{dx} (DI(x))^2 \quad (7)$$

$$\frac{d}{dx} q(x) = -\frac{\pi}{4} \times \omega \times p \times 2 \times DI(x) \frac{d}{dx} DI(x) \quad (8)$$

Comparando a equação (8) com a equação (4) tem-se:

$$\frac{d}{dx} q(x) = v \times w \quad (9)$$

que dará a equação:

$$v \times w = -\frac{\pi}{4} \times \omega \times p \times 2 \times DI(x) \frac{d}{dx} DI(x) \quad (10)$$

Expressando essa equação como um produto diferencial,

$$v \times w \times dx = -\frac{\pi}{4} \times \omega \times p \times 2 \times DI(x) d[DI(x)] \quad (11)$$

Isolando a variável  $DI(x)$ :

$$2 \times DI(x) \times d[DI(x)] = \frac{-4 \times v \times w}{\pi \times \omega \times p} dx \quad (12)$$

Integrando a equação diferencial:

$$\int_{DE}^{DI} 2 \times DI(x) \times d[DI(x)] = \int_0^x \frac{-4 \times v \times w}{\pi \times \omega \times p} \quad (13)$$

Fazendo  $x = 0$ , ou seja,  $DI(0) = DE$ , a integral acima fica:

$$DI^2(x) - DE^2 = \frac{-4 \times v \times w \times x}{\pi \times \omega \times p} \quad (14)$$

Resolvendo a equação (14) para  $DI(x)$ ,

$$DI(x) = \sqrt{DE^2 - \frac{4 \times v \times w \times x}{\pi \times \omega \times p}} \quad (15)$$

Há situações em que  $w$  (largura do silo) é igual ao  $DE$ , então a equação (15) torna-se:

$$DI(x) = \sqrt{DE^2 - \frac{4 \times v \times DE \times x}{\pi \times \omega \times p}} \quad (16)$$

#### 2.4.2 Transportador com passo crescente e diâmetro interno constante

O transportador que apresenta um crescimento no passo e mantém o diâmetro interno constante está ilustrado na Figura 2.9 ASAE (1993).



FIGURA 2.9 - Crescimento no passo do transportador.

Para o modelo de fluxo onde o transportador apresenta diâmetros interno e externo constantes com aumento do passo ao longo do comprimento do transportador, a equação (16) assume a forma  $w = DE$ , então, a nova equação será:

$$p(x) = \frac{4 \times v \times DE \times x}{\pi \times \omega \times ([DE]^2 - [DI]^2)} \quad (17)$$

Entretanto, O'BRIEN (1965) testou a seguinte equação para um transportador com  $DI$  e passo constante e  $DE$  variável:

$$DE(x) = \sqrt{(DI)^2 - \frac{4 \times v \times w \times x}{\pi \times \omega \times p}} \quad (18)$$

Estas equações foram desenvolvidas para os dois tipos de configurações do transportador. Ambos possuem os diâmetros internos constantes, mas sofrem variações no passo. Estão sobrepostas em uma calha em forma de U. Para o transportador que tem na sua configuração o diâmetro interno constante e o passo crescente, a equação (17) desenvolvida para o projeto do mesmo é função do comprimento PIERCE & MCKENZIE (1984).

#### 2.4.3 Fatores que influenciam no comportamento do transportador

Existem vários fatores que afetam o comportamento dos transportadores. CARLETON et al.(1969) e BURKHARDT (1967) estudaram e analisaram estes fatores concluindo que os mesmos dependem de forças que agem na superfície individual dos transportadores envolvendo o comportamento dos grãos. A seguir, tem-se um resumo dos principais fatores.

### Força axial resistente

A força axial resistente agindo no elemento do produto na superfície de cisalhamento está ilustrado na Figura 2.10.

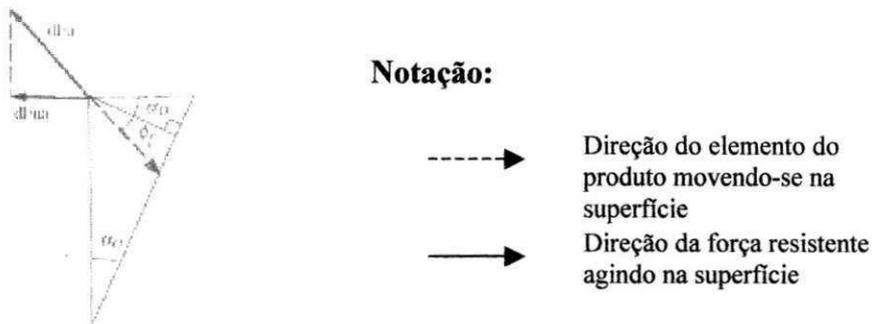


FIGURA 2.10 - Forças na superfície de cisalhamento

A força axial total que age sobre o filete ao longo do transportador pode ser escrita como

$$F_{ua} = \frac{\pi}{2} \times \mu_e \times c_p \times \cos(\alpha_0 + \phi_f) \times \sigma_0 \times D^2 = k_u \times \sigma_0 \times D^2 \quad (1)$$

onde,  $k_u = \frac{\pi}{2} \mu_e \times c_p \times \cos(\alpha_0 + \phi_f)$  (2)

Na Figura 2.11 tem-se a força axial resistente agindo no elemento do produto.

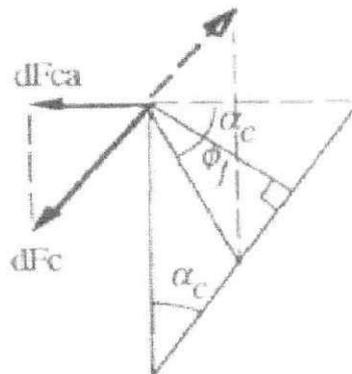


FIGURA 2.11 – Forças na superfície do eixo

A força axial total que age no centro do eixo do transportador é escrita como

$$F_{ca} = \frac{\pi \times c_d (c_t - c_d)}{4} \text{sen } \alpha_c \left[ \exp \left( \frac{4 \times \mu_w \times \lambda_s \times c_p}{c_t - c_d} \right) - 1 \right] \sigma_0 D^2 = k_c \times \sigma_0 \times D^2 \quad e$$

onde,

$$k_c = \frac{\pi \times c_d (c_t - c_d)}{4} \text{sen } \alpha_c \left[ \exp \left( \frac{4 \times \mu_w \times \lambda_s \times c_p}{c_t - c_d} \right) - 1 \right] \quad (3)$$

A Figura 2.12 representa a força axial resistente que age no arraste do filete

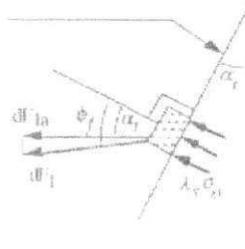


FIGURA 2.12 – Forças de arraste do filete

Força axial resistente ao arraste do filete

$$F_{la} = \lambda_s \left[ \frac{\pi}{4} (1 - c_d^2) + \frac{\mu_f \times c_p}{2} (1 - c_d) \right] \sigma_0 \times D^2 = k_l \times \sigma_0 \times D^2$$

onde,  $k_l = \lambda_s \left[ \frac{\pi}{4} (1 - c_d^2) + \frac{\mu_f \times c_p}{2} (1 - c_d) \right]$  (4)

Força axial resistente sobre a superfície da calha

$$F_{ia} = \frac{\pi}{8} c_t (c_t - c_d) \times \cos(\alpha_0 + \phi_f) \left[ \exp \left( \frac{4 \mu_w \times \lambda_s \times c_p}{c_t - c_d} \right) - 1 \right] \sigma_0 \times D^2 = k_t \times \sigma_0 \times D^2$$

onde,  $k_t = \frac{\pi}{8} c_t (c_t - c_d) \times \cos(\alpha_0 + \phi_f) \left[ \exp \left( \frac{4 \mu_w \times \lambda_s \times c_p}{c_t - c_d} \right) - 1 \right]$  (5)

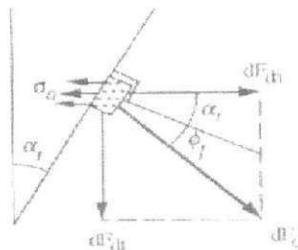


FIGURA 2.13 – Forças na direção do lado do filete

Força axial e tensão sobre o lado do filete

$$F_{da} = F_{ua} + F_{ca} + F_{la} + F_{ta} \quad (6)$$

A tensão axial pode ser determinada por

$$\sigma_a = \frac{F_{da}}{\pi(R_0^2 - R_c^2)} = \frac{4(k_u + k_c + k_l + k_t)}{\pi(1 - c_d^2)} \sigma_0 = K_\sigma \times \sigma_0$$

onde,  $K_\sigma = \frac{4(k_u + k_c + k_l + k_t)}{\pi(1 - c_d^2)}$  (7)

O torque requerido para o giro do transportador

$$T = 2 \times \pi \times \sigma_a \times \int_{R_c}^{R_0} r^2 \times \tan(\alpha_r + \phi_f) dr$$

$$K_s = \frac{2 \times \pi}{D^3} \times \int_{R_c}^{R_0} r^2 \times \tan(\alpha_r + \phi_f) dr \quad (8)$$

O fator  $K_s$  é derivado da força tangencial que age sobre a curva lateral do filete.

$$K = K_s \times K_\sigma = \frac{4K_s}{\pi(1 - c_d^2)} \times (k_u + k_c + k_l + k_t) \quad (9)$$

$$K_u = \frac{4k_u \times K_s}{\pi \times (1 - c_d^2)} \quad (10)$$

$K_u$  reflete a contribuição de torque da superfície de cisalhamento.

$$K_c = \frac{4k_c \times K_s}{\pi \times (1 - c_d^2)} \quad (11)$$

$K_c$  reflete a contribuição de torque da superfície interna do eixo.

$$K_l = \frac{4k_l K_s}{\pi(1 - c_d^2)} \quad (12)$$

$K_l$  reflete a contribuição de torque de arraste do filete.

$$K_t = \frac{4 \times k_t \times K_s}{\pi \times (1 - c_d^2)} \quad (13)$$

$K_t$  reflete a contribuição de torque de superfície da calha.

- **Influência da liberação do torque**

É necessário uma certa liberação entre a calha e os tipos de filetes para prevenir o contato do transportador com a calha durante a rotação, isto ocorre devido a vários fatores adversos tais como: deflexão, menores excentricidades e tolerância do transportador e da calha. Ela também é essencial para evitar arranhão ou cunhamento de partículas prevenindo danos e a geração de pressão de contato extremo e, conseqüentemente, altos torques resistentes à rotação. A Figura 2.14 ilustra a influência dos valores das razões  $c/D$  e  $p/D$  no requerimento de torque proposta por ROBERTS & MANJUNATH (1994).

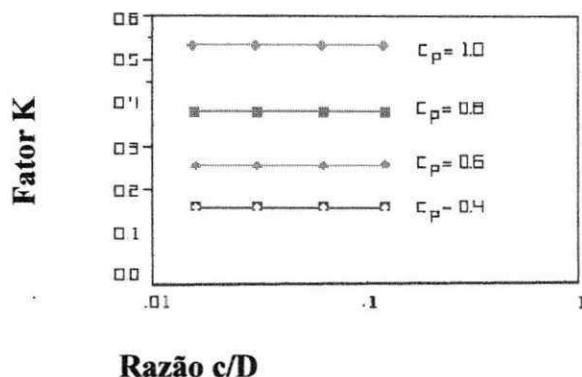


FIGURA 2.14 - A influência dos valores das razões  $c/D$  em  $K$ .

- **Influência do coeficiente de atrito na parede da calha.**

A Figura 2.15 ilustra o efeito do coeficiente de atrito do produto com a parede da calha no fator  $k$ . Verificou-se que o  $k$  aumenta com o aumento do coeficiente de atrito do produto com a parede da calha  $\mu_w$ . Este aumento ocorre devido a duas influências. Primeiro, a pressão radial ao longo do comprimento do passo que aumenta com o aumento no  $\mu_w$ . Segundo, a resistência do torque aumenta com ambos a pressão radial e o coeficiente de atrito. Além disso, o efeito é forte com o maior comprimento do passo RAUTENBACH & SCHUMACHER (1987).

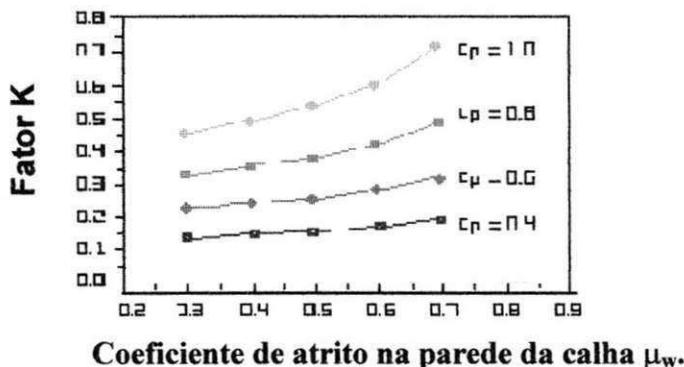
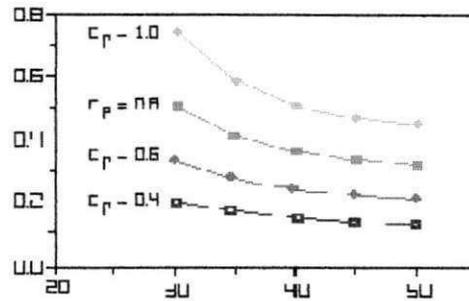


FIGURA 2.15 - Influência de  $\mu_w$  em  $k$

- **Influência do ângulo efetivo de atrito interno**

A influência do ângulo efetivo de atrito interno é relatada pela razão da tensão, força de cisalhamento na parte superior do transportador e a pressão radial na parte inferior. A razão da tensão e a da pressão radial diminui com o aumento do ângulo efetivo de atrito interno, embora o aumento da força de cisalhamento causada pelo coeficiente do ângulo efetivo de atrito interno não seja suficiente para compensar o decréscimo da razão da tensão e a pressão radial. A Figura 2.16 ilustra bem o efeito do ângulo efetivo de atrito interno no fator k Mc LEAN & ARNOLD (1979).

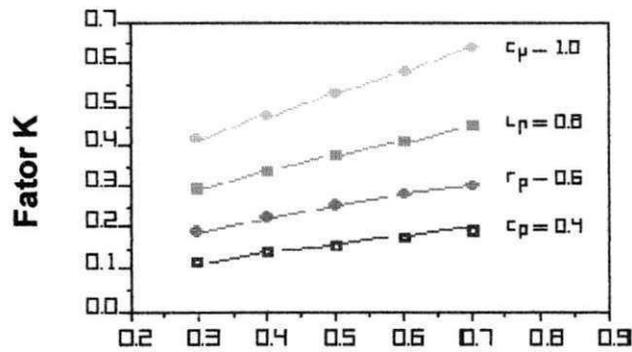


Ângulo efetivo de atrito interno,  $\delta$

FIGURA 2.16 – A influência de  $\delta$  em K.

- Influência do coeficiente de atrito do filete**

A Figura 2.17 ilustra os resultados de k com variação de  $\mu_f$  de 0,3 a 0,7. Nela pode ser visualizado que k torna-se maior com o aumento do coeficiente de atrito do filete. As forças que agem em ambos os lados, o que arrasta e o que aciona os filetes aumentam com o aumento do coeficiente de atrito entre o produto e o filete resultando assim, num aumento de requerimento do torque ROBERTS et al. (1984).



Coefficiente de atrito do filete  $\mu_f$

FIGURA 2.17 - A influência de  $\mu_f$  em K

- Influência da razão d/D**

O aumento de  $C_d$ , a razão do diâmetro no centro do eixo,  $d$  pelo diâmetro do transportador,  $D$ , resultará num aumento da tensão que afetará a pressão radial especialmente para extensos comprimentos do passo do transportador. A força resistente e o torque na superfície do eixo também aumentam com o aumento da razão  $C_d$ . A Figura 2.18 ilustra a influência da razão  $C_d$  em K MANJUNATH & ROBERTS (1986).

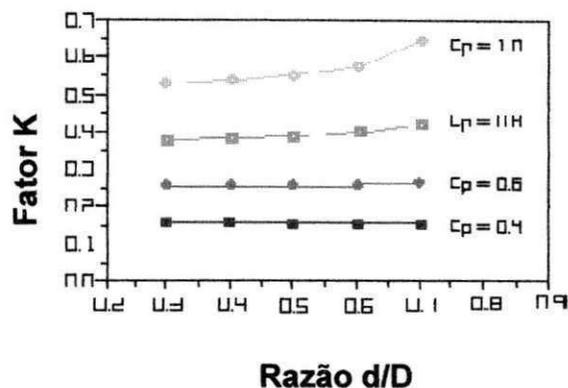


FIGURA 2.18 - A influência de  $C_d$  em K

### 3. METODOLOGIA:

- Revisão bibliográfica sobre resultados de pesquisas referentes as tremonhas dos silos, devido a escassez de literatura e pela semelhança da caçamba com a tremonha em forma de cunha;
- Modelo reduzido da caçamba dos caminhões transportadores de ração, onde segue-se os seguintes procedimentos:

#### a) Modelo base:

Os modelos utilizados, baseiam-se na caçamba produzida pela TRIEL-HT (Indústria de Equipamentos Rodoviários Ltda), visto que é o principal fabricante nacional deste tipo de caçamba.

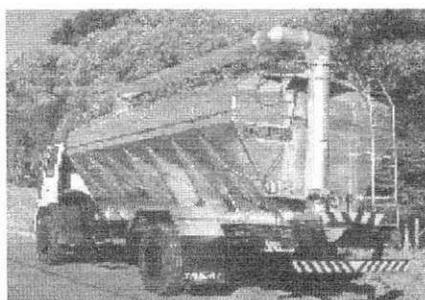


FIGURA 3.1 - Caçamba da TRIEL em perspectiva

b) Modelos reduzidos:

Os modelos reduzidos estão confeccionados em acrílico transparente na escala 1: 4. As Figuras 3.2 e 3.3, mostram os modelos reduzidos das caçambas padrão e proposta.

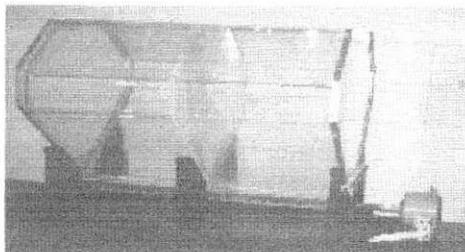


FIGURA 3.2 - Modelo da caçamba de geometria padrão

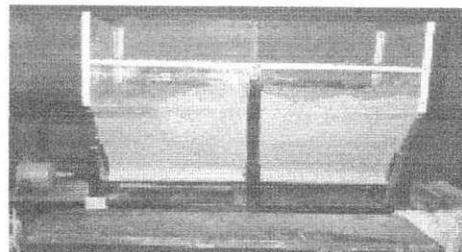


FIGURA 3.3 - Modelo da caçamba de geometria proposta

A primeira caçamba com geometria padrão possui ângulo de inclinação das paredes com a horizontal,  $\alpha = 45^\circ$  e a segunda caçamba com geometria proposta possui ângulo de inclinação das paredes com a horizontal,  $\alpha = 50^\circ$ .

c) Confeção dos Transportadores:

Os transportadores foram construídos em tamanho reduzido, com base na teoria de transportadores helicoidais.

São constituídos de eixo, tubo de aço com baixo teor de carbono com diâmetro uniforme de 12,7mm, e filetes, chapa de aço de 1/32" cortadas em forma de arruelas com 38,0mm de diâmetro externo soldadas sobre o eixo do transportador.

Para o transportador padrão com passos constantes, um passo mede 80% do diâmetro externo do próprio transportador, como está ilustrado nas Figuras 3.4 (a e b). No transportador proposto, os passos e o diâmetro interno são variados e o diâmetro externo constante.

A construção dos filetes para a formação dos passos condições pré estabelecidas: o primeiro passo medindo 15mm, o segundo igual ao primeiro acrescido de um  $\Delta L = 5\text{mm}$  e, assim sucessivamente, entretanto o último passo não ultrapassa o diâmetro externo como ilustrado nas Figuras 3.5 (a e b).



FIGURA 3.4a - Transportador convencional.

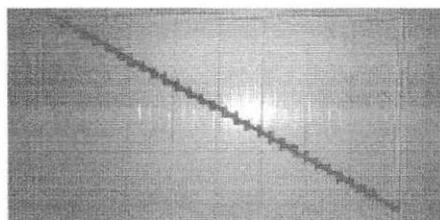


FIGURA 3.4b - Transportador com passos, diâmetros interno e externo constantes.

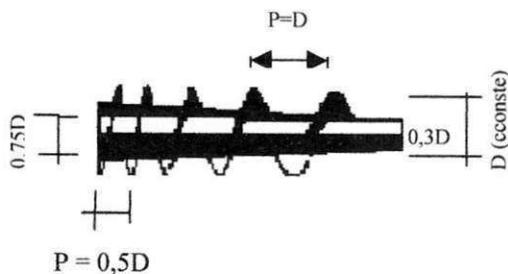


FIGURA 3.5a - Transportador com diâmetro externo constante, interno cônico e passos variados.

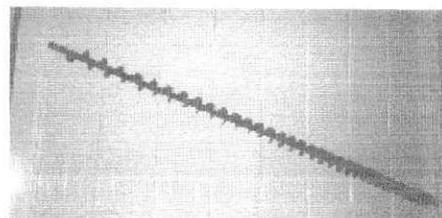


FIGURA 3.5b - Transportador com passos variados, diâmetro externo constante e interno cônico.

- Os ensaios foram realizados no Laboratório de Construções Rurais e Ambiente – LaCRA, DEAg/ CCT/UFPB;
- Os produtos utilizados nos ensaios foram o farelo de trigo, ração para fase inicial (ração 1), ração para fase de engorda (ração 2) e ração para fase final (ração 3 ).
- Velocidade dos Transportadores:

Para medir as velocidades rotacionais dos transportadores foi utilizado o Tacômetro da marca VENTURE de fabricação Inglesa, com capacidade ATH 4/U e escala de 500; 5.000 e 50.000. As medições foram realizadas na escala 500. Quando os transportadores giravam livremente sem nenhum produto dentro da caçamba e também quando estavam carregados forneceram leituras de velocidades relacionadas com o modelo da caçamba e o tipo de transportador os quais estão indicadas na Tabela 1.

O carregamento das caçambas foi realizado com uma simulação de um carregamento real. A caçamba foi carregada pela abertura superior onde colocou-se uma tremonha em escala reduzida para que o carregamento fosse de forma uniforme e aerada.

- Vazão:

A vazão foi calculada mediante a razão do volume de ração pré-estabelecido equivalente a  $0,036\text{m}^3$  pelo tempo de escoamento para cada produto. Os parâmetros que intervêm na vazão para cada tipo de produto são: a sua densidade aerada que consiste em pesar um volume pré-estabelecido, onde o produto é depositado de maneira solta sem nenhuma compactação, o tipo de caçamba, onde o ângulo de inclinação das paredes é fator determinante da vazão do produto, assim como os tipos de transportadores dependendo do projeto de cada um deles.

## 4. Resultados e Discussão

### 4.1 - Vazão de descarga:

O cálculo da vazão de descarga obedece aos seguintes procedimentos: a escolha da caçamba e o tipo do transportador. Determinou-se como padrão para os ensaios e determinação de densidade um volume fixo igual a  $0,036 \text{ m}^3$  de um determinado produto e também o volume escoado a cada minuto sem interrupção da vazão. Na Tabela 1 estão indicados os valores das vazões de descarga para as diferentes situações e produtos.

Analisando-se os dados da tabela, percebe-se que a variação do tempo de descarga para cada tipo de transportador utilizado foi pequena, pois os mesmos apresentaram desvio no comportamento do fluxo, um com uniformidade e o outro com arqueamento.

Observando-se a variação da vazão verificou-se que a mesma está relacionada a geometria da caçamba, ao projeto do transportador e o tipo de produto.

Comparando os dados da caçamba de geometria padrão com transportador de passos, diâmetro externo e eixo constantes com a caçamba de geometria proposta verificou-se que houve um aumento da vazão na caçamba de geometria proposta para o mesmo produto.

Fazendo a comparação das caçambas com um mesmo produto e relacionando um transportador de passos variados, diâmetro externo constante e eixo cônico observou-se também um aumento significativo da vazão.

Comparando os dados dos transportadores da caçamba de geometria padrão percebemos que o transportador de passos e diâmetros constantes proporcionou uma maior vazão, mediante marteladas de impacto, enquanto o transportador com passos variados, diâmetro externo constante e eixo cônico proporcionou uma vazão menor, mas com um número menor de marteladas por que houve menos formação de arcos, o qual proporcionou um fluxo de massa.

Comparando os tipos de transportadores para a caçamba de geometria proposta percebe-se que o transportador de passos e diâmetros constantes proporcionou uma vazão maior. A caçamba foi submetida a marteladas de impacto em número menor comparada com a caçamba de geometria padrão; com o transportador de passos variados, diâmetro externo constante e eixo cônico observou-se um escoamento livre sem a presença de marteladas nas paredes da caçamba.

TABELA 4.1 – Comportamento do Farelo de Trigo submetido as condições pré-estabelecidas.

	Caçamba de geometria padrão		Caçamba de geometria proposta	
	Transp.Pas.Const.	Transp.Pas.Var.	Transp. Pas.Const.	Transp.Pas.Var.
<b>Produto: F. de trigo</b> <b>Densid = <math>309.0 \text{ kg/m}^3</math></b>				
<b>Temp.Descarg.(min)</b>	9.1	11.07	8.85	9.23
<b>Vel.Rot.Carg.(rpm)</b>	113.3	113	112	112.7
<b>Vazão (<math>\text{m}^3/\text{Seg}</math>)</b>	$6.580 \times 10^{-5}$	$5.42 \times 10^{-5}$	$6.780 \times 10^{-5}$	$6.498 \times 10^{-5}$
<b>Produto: Ração 1</b> <b>Densid = <math>714.0 \text{ kg/m}^3</math></b>				
<b>Temp.Desc.(min)</b>	16.477	17.30	14.87	15.22
<b>Vel.Rot.Carg.(rpm)</b>	112.0	111.0	109.7	109.0
<b>Vazão (<math>\text{m}^3/\text{Seg}</math>)</b>	$3.641 \times 10^{-5}$	$3.468 \times 10^{-5}$	$4.035 \times 10^{-5}$	$3.942 \times 10^{-5}$
<b>Produto: Ração 2</b> <b>Densid = <math>727.0 \text{ kg/m}^3</math></b>				
<b>Temp.Desc.(min)</b>	14.2	14.74	13.90	14.00

<b>Vel.Rot.Carg.(rpm)</b>	111.0	111.0	110.0	111.0
<b>Vazão (m<sup>3</sup>/seg)</b>	$4.22 \times 10^{-5}$	$4.07 \times 10^{-5}$	$4.316 \times 10^{-5}$	$4.285 \times 10^{-5}$
<b>Produto: Ração 3</b> <b>Densid =707.3 kg/m<sup>3</sup></b>				
<b>Temp.Desc.(min)</b>	15.06	16.98	14.2	14.74
<b>Vel.Rot.Carg.(rpm)</b>	109.3	111.0	111.0	111.0
<b>Vazão (m<sup>3</sup>/seg)</b>	$3.984 \times 10^{-5}$	$3.533 \times 10^{-5}$	$4.22 \times 10^{-5}$	$4.07 \times 10^{-5}$
<b>Obs:</b> Velocidade rotacional livre = 114 rpm e Volume estabelecido = 0.036 m <sup>3</sup>				

#### 4.1.1 - Caçamba padrão com transportador de passos constantes:

O transportador helicoidal de passos constantes influenciou no escoamento do produto, pois neste tipo de transportador ao girar 360° o primeiro passo é carregado e transportado ao longo do eixo até sua saída, assim o transportador não é alimentado ao longo do eixo proporcionando uma inclinação superficial do produto, compactando-o e conseqüentemente a formação de “arcos”.

A formação de “arcos” coesivos provavelmente pode ser causada por vibrações mecânicas no transporte que compacta o produto, pela inclinação das paredes da caçamba e pelo projeto do transportador.

Nas condições pré estabelecidas, o farelo de trigo fluiu livremente, sem interrupção. Na ração 1, o escoamento foi interrompido nos primeiros quatro minutos, já na ração 2 o descarregamento foi interrompido antes do primeiro minuto e assim ocorreu com a ração 3. Os comportamentos estão ilustrados na Figura 4.1

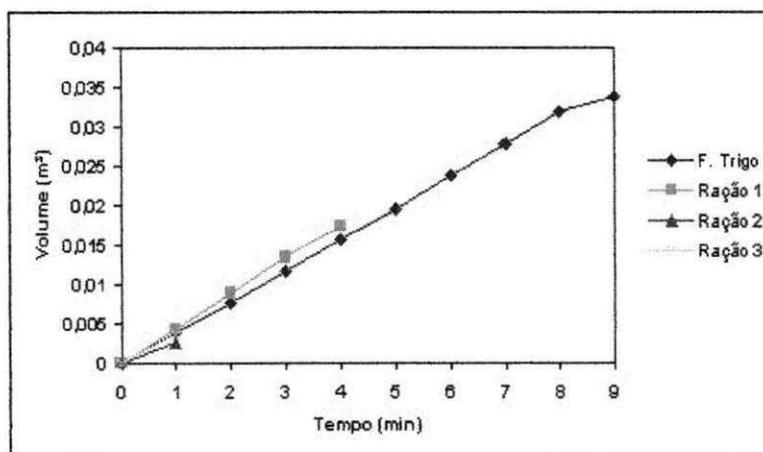


FIGURA 4.1 - Comportamento referente aos ensaios da caçamba padrão com transportador de passos constantes

#### 4.1.2 - Caçamba padrão com transportador de passos variados:

O farelo de trigo por ser considerado um produto de escoamento livre escoou sem interrupção, o que já era esperado. Nas rações foram avaliadas apenas suas densidades, enquanto as outras propriedades físicas não foram analisadas, o que proporcionou os seguintes comportamentos: a ração 1 teve seu escoamento interrompido nos primeiros oito minutos; na ração 2, o escoamento foi interrompido nos primeiros dois minutos e na ração

3, o escoamento foi interrompido nos primeiros quatro minutos. A Figura 4.2 ilustra estes comportamentos.

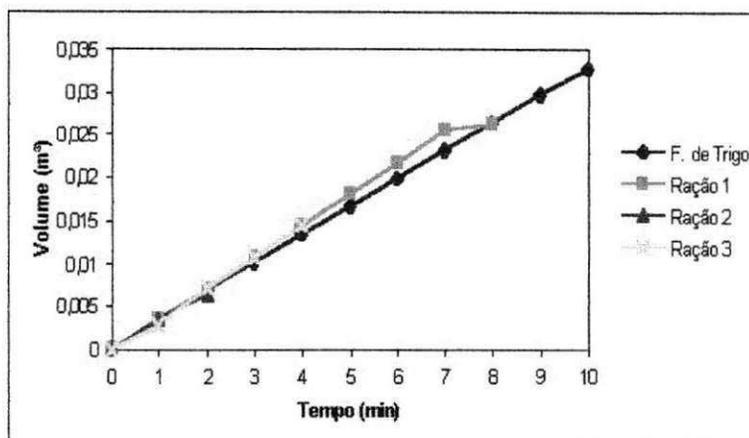


FIGURA 4.2 - Comportamento referente aos ensaios da caçamba padrão com transportador de passos variados

#### 4.1.3 - Caçamba proposta com transportador de passos constantes:

O farelo de trigo continuou escoando livremente. Na ração 1, o escoamento foi interrompido no final de oito minutos, a ração 2 também teve seu escoamento interrompido no final de oito minutos, o mesmo aconteceu com a ração 3. Os comportamentos observados estão ilustrados na Figura 4.3.

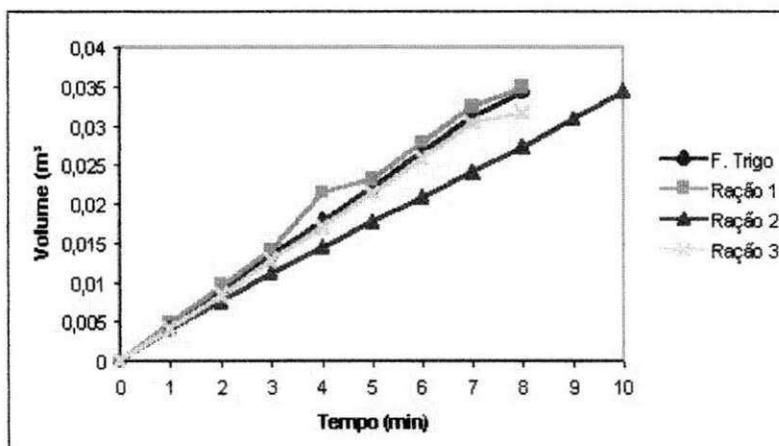


FIGURA 4.3 - Comportamento referente aos ensaios da caçamba proposta com transportador de passos constantes

#### 4.1.4 - Caçamba proposta com transportador de passos variados:

A caçamba proposta favoreceu o escoamento, devido a inclinação das paredes, o transportador helicoidal de passos variados garantiu um fluxo de massa do produto, por que o mesmo foi alimentado no primeiro passo e, em seguida, a cada passo foi adicionado um

$\Delta v$  garantindo uma alimentação do transportador ao longo do seu comprimento proporcionando uma superfície plana do produto armazenado, ou seja, um fluxo de massa.

Na conexão da caçamba proposta com o transportador de passos variados, o resultado foi o esperado, não só o farelo de trigo como as demais rações escoaram livremente. Os dados analisados encontram-se ilustrados na Figura 4.4.

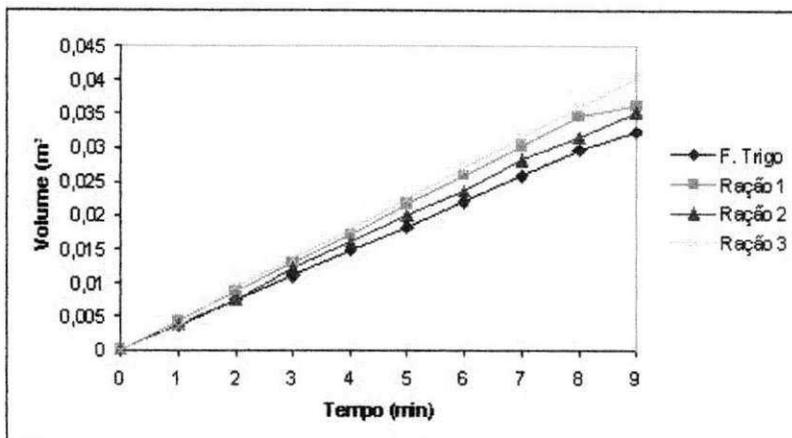


FIGURA 4.4 - Comportamento referente aos ensaios da caçamba proposta com transportador de passos variados

Como os ensaios foram realizados em modelos reduzidos na escala de 1:4 e os produtos utilizados nos ensaios estavam na escala real, espera-se que provavelmente as dificuldades encontradas e alguns problemas que surgiram durante os ensaios possam ser minimizados.

#### 4.2 - Tipos de Fluxo:

Os resultados obtidos nos ensaios com diferentes tipos de transportadores helicoidais e modelos reduzidos de caçambas transportadoras de ração mostraram o verdadeiro comportamento, pois ao se utilizar a caçamba de geometria padrão com um transportador helicoidal de passos, diâmetro externo, diâmetro do eixo constantes e como o transportador gira dentro de uma calha em forma de U observou-se que o produto foi transportado ao longo do comprimento da mesma, o qual entrou no primeiro passo e foi conduzido ao longo do comprimento deste até a saída. Este processo resultou no descarregamento da caçamba com problemas de arqueamento, pois o transportador foi alimentado uma só vez.

Entretanto, quando o transportador girou  $360^\circ$  com alimentação só no primeiro passo provocou um canal de escoamento do produto em sua direção definindo claramente que o fluxo foi do tipo funil, como ilustrado na seqüência fotográfica da Figura 4.5, o que estava de acordo com o que foi observado por O'BRIEN (1965).

O produto durante sua trajetória na calha até a saída provocou um atrito com o produto estacionário e compactou-o contra a parede da caçamba provocando arcos coesivos e posteriormente, o efeito tubo, do qual o transportador gira livremente com vazão zero mesmo que haja produto dentro da caçamba. Esta situação encontra-se ilustrada nas fotografias da Figura 4.6.

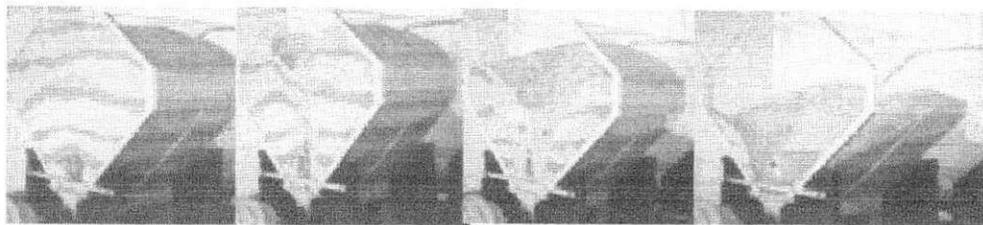


FIGURA 4.5 – Tipo de fluxo numa caçamba padrão com transportador de passos, diâmetro externo e diâmetro do eixo constantes

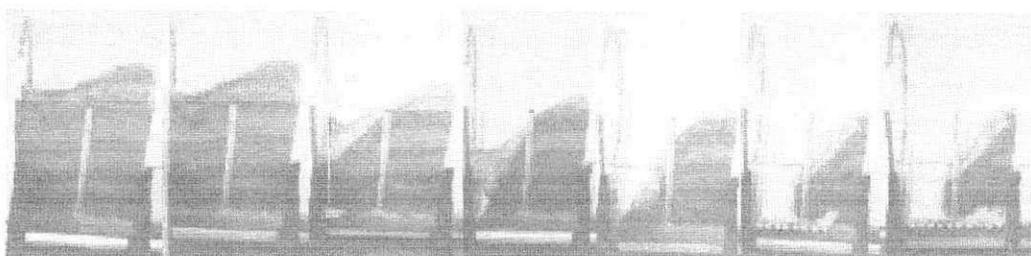


FIGURA 4.6- Tipo de fluxo numa caçamba padrão com transportador de passos, diâmetro externo e diâmetro do eixo constantes, ilustrando uma situação típica de arqueamento e efeito tubo.

Realizou-se também ensaios utilizando a caçamba de geometria padrão com um transportador de passos crescentes, diâmetro externo constante e diâmetro do eixo cônico. Ao considerar que o transportador gira dentro de uma calha em forma de U, o produto foi transportado ao longo do comprimento da mesma. Observou-se, então, que o produto entrou no primeiro passo do transportador e a partir daí o volume transportado foi alimentado por um incremento,  $\Delta v$ , para cada passo ao longo do comprimento até a saída. Este processo resultou no descarregamento da

caçamba com fluxo de massa para farelo de trigo e rações, pois a rosca foi alimentada durante toda sua trajetória ao longo do seu comprimento provocando uma descarga de “superfície plana” do produto armazenado como está ilustrado nas Figuras 4.7 e 4.8. Devido a existência da calha protetora do transportador, o escoamento do produto ocorreu lateralmente como ilustra a fotografia da Figura 4.7 que deixa transparecer que o fluxo era de funil, mas não era. Já na seqüência fotográfica da Figura 4.08 está representada a ocorrência do fluxo de massa na vista lateral da caçamba.

O produto foi conduzido ao longo da rosca até a saída, pelo qual fluiu livremente sem nenhum tipo de arqueamento e o produto armazenado na caçamba escoou totalmente. Esta situação está representada nas Figuras 4.7 e 4.8.



FIGURA 4.7 - Modelo de fluxo indeterminado utilizando transportador com passos variados, diâmetro externo constante e o eixo cônico.

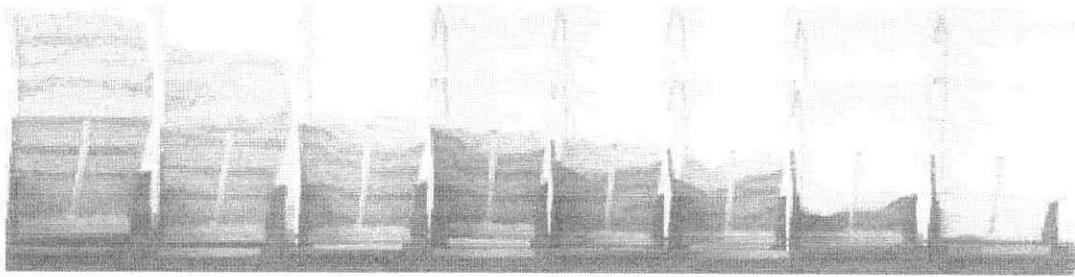


FIGURA 4.8 - Modelo de fluxo de massa utilizando transportador com passos variados, diâmetro externo constante e o eixo cônico.

Nos ensaios realizados com vários tipos de transportadores observou-se resultados satisfatórios como por exemplo, ao se utilizar a caçamba de geometria proposta com o transportador de passos crescentes, diâmetro externo constante e diâmetro do eixo cônico foi verificado que os produtos escoaram livremente, sem nenhuma interrupção causada por arqueamento, tal comportamento era esperado devido a uma inclinação ( $\alpha$ ) mais acentuada nas paredes inclinadas da caçamba e ao transportador de passos crescentes. Tal comportamento está ilustrado na Figura 4.9. O ideal seria a inclinação da parede com  $70^\circ$  que proporcionaria fluxo de massa, mas como se trata de uma caçamba para transportar produto num caminhão seria fora de estética e provocaria instabilidade dinâmica da caçamba.

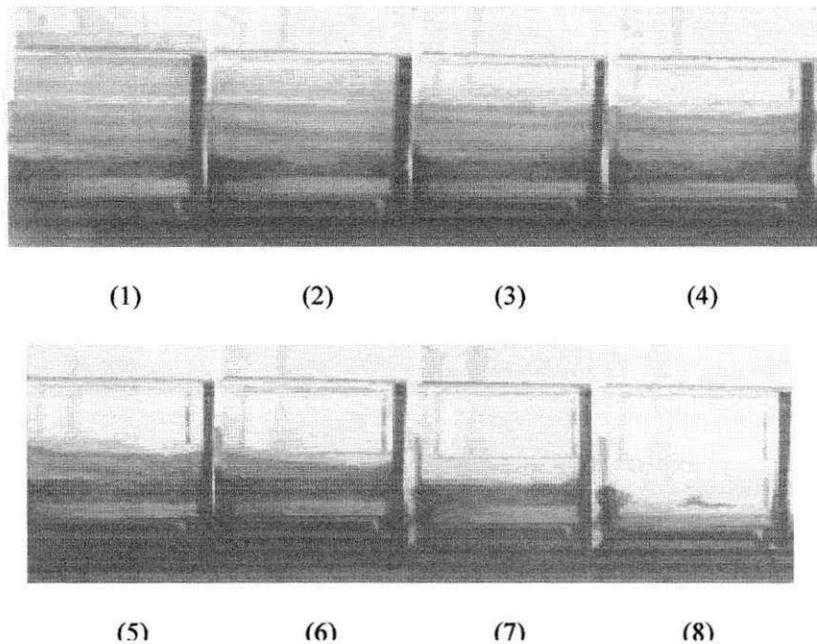


FIGURA 4.9 - Sequência fotográfica ilustra o comportamento do fluxo da caçamba proposta.

## **5. Conclusões**

Com base nos resultados obtidos do presente estudo relacionados ao comportamento do fluxo pode-se concluir que:

1. O modelo proposto juntamente com o transportador de passos variados, mostraram melhores resultados nas condições estudadas;
2. O transportador helicoidal com passos variados e eixo cônico proporcionou fluxo de massa dos produtos estudados, evitando-se a formação de arcos coesivos;
3. A vazão de descarga pode ter sido afetada pela densidade aerada dos produtos, pelo tipo de transportador e inclinação das paredes da caçamba;

## 6. Referências Bibliográficas

- ARNOLD, P. C., McLEAN, A. G. and ROBERTS, A. W., Bulk Solids: Storage, Flow and Handling. The University of Newcastle Research Associates (TUNRA) Ltd., 2<sup>nd</sup> Edition, 1980.
- ASAE Standards, 40<sup>th</sup> Ed. SP389.1. Auger flighting design considerations. St. Joseph, Mich.: ASAE. 1993.
- BANDEIRA, Ivanoska Salgado de Assis. Análise de fluxo de ração e farelo de trigo em silos prismáticos industriais. Dissertação de mestrado, UFPB – Campina Grande, 1997.
- BRUSEWITZ, G. H. and S. P. E. PERSON. Parametric study of factors influencing screw-conveyor throughput and power requirements. Transactions of the ASAE 12(1): 51 – 54, 59, 1969.
- BURKHARD, G. J. Effect of pitch, radial clearance, hopper exposure, and head on performance of screw feeders. Transactions of the ASAE 10(5): 685-690, 1967.
- CALIL, Carlito. Jr. e DIAS, Antônio Alves. Caminhões graneleiros: otimização da seção transversal da caçamba. XXVI CONBEA (Julho, 1997).
- CARLETON, A. MILES, J and VALENTIN, F. A study of factors affecting the performance of screw conveyors and feeders. Trans. ASME, J. Eng. Ind. 91 (2) 329-334, 1969.
- CARSON, J. W. Designing effective screw feeders. Powder Bulk Eng., (Dec.) 32-36, 41-42, 1987.
- COLIJN, H. Introduction to size control in bulk solids handling, Proc. Tenth Annual Seminar on Bulk Materials Handling, University of Pittsburgh, December 1977.
- EUROCODE 1. Basis of design and actions on structures , Part 4: Action on Silos and Tanks, 1993.
- HOSSDORF, Heinz. Modelos Reducidos método de cálculo. Patronato de investigacion científica y tecnica < Juan de La Cierva> del consejo superior de investigaciones científicas, Costillares (Chamartín) – Madrid – 1972.
- JENIKE, A. W. and JOHANSON, J. R., “On the Theory of Bin Loads”, Journal of Engng. For Industry, Trans. ASME, Series B, 91(2), 339, 1969.
- JENIKE, A. W. and JOHANSON, J. R., “Bin Loads”, Journal of Structural Division, ASCE, 95(ST4), 1011. 1968.

- JENIKE, A. W., JOHANSON, J. R. and CARSON, J. W. "Bin Loads – Part 2: Concepts", Journal of Engng. For Industry, Trans. ASME, Series B, 95(1) 1973.
- JENIKE, A.W., "Gravity Flow of Bulk Solids", Bulletin 108, Utah Engng. Exper. Station, University of Utah, 1961.
- JENIKE, A.W., "Storage and flow of bulk solids", Bulletin 123, Utah Engng. Exper. Station, University of Utah, 1964.
- JOHANSON, J. R., "Blending apparatus for bulk solids". U.S. Patent No. 4, 286, 883, 1981.
- JONES, D. D. and KOCHER, M. F.. Auger design for uniform unloading of granular material: I. Rectangular cross-section containers. Transactions of the ASAE 38(4): 1157-1162, 1995.
- LANGHAAR, H. L. Dimensional Analysis and Theory of Models. Huntington, N. Y.: Robert E. Krieger Publishing Co., 1980.
- MANJUNATH. K. S. and ROBERTS, A. W. Wall pressure-feeder load interactions in mass flow hopper / feeder combinations, Part I, Bulk Solids Handling, 6(4) 769-775, 1986.
- MANJUNATH. K. S. and ROBERTS, A. W. Wall pressure-feeder load interactions in mass flow hopper / feeder combinations, Part II, Bulk Solids Handling, 6(5) 903-911, 1986
- McFATE, K. L. and GEORGE, R. M.. Power-capacity relationships of nominal 8- inch screw conveyors when handling shelled corn. Transactions of the ASAE 14(1): 121-126, 1971.
- McLEAN, A. G. and ARNOLD, P. C.. A simplified approach for the evaluation of teeler loads for mass flow bins. Powder Bulk Solids Technol., 3 (3) 25-28, 1979.
- MILLIER, W. F. Bucket elevators, auger conveyors, for handling free-flowing materials. Agricultural Engineering 39(8): 552-555, 1958.
- MOORE, B. A. and ARNOLD, P. C., "An alternative presentation of the design parameters for mass-flow hoppers", Powder Technology (in press), 1984.
- NILSSON, L. G. On the vertical screw conveyor for non-cohesive bulk materials, Acta Polytech. Scand. Mech. Eng. Ser. 64, 1971.
- O'BRIEN, M.. Characteristics of a tapered-screw conveyor for mixing granular materials. Transactions of the ASAE 8(4): 528-529, 1965.

- OOMS, M. and ROBERTS, A. W., The use of feeders and flow promotion devices in gravity storage systems for bulk solids handling, Setember 1982.
- PAINEL DE NEGÓCIOS AVÍCOLAS, periódicos, março 1997.
- PARSONS J. D., SCHWIESOW, W. F. and BURKHARDT, G. J. Fluid-flow analogy applied to auger conveyance of grains. Transactions of the ASAE 12(5):616-620, 1969.
- PIERCE, R. O. and McKENZIE, B. A. Auger performance data summary for grain. ASAE Paper No. 84-3514. St. Joseph, Mich.: ASAE, 1984.
- RAUTENBACH, R. and SCHUMACHER, W. Theoretical and experimental analysis of screw feeders. Bulk Solids Handling, 7 (5) 675-680, 1987.
- REED, A. R. and DUFFELL, C. H., "Hopper Discharge Aids". Solidex conf. Prof., Harrogate, Gt. Britain, March 1980.
- REHKUGLER, G. E. Practical and theoretical performance characteristics of auger conveyors. Unpubl. M. S. thesis. Ithaca, N. Y.: Cornell University, 1958.
- REHKUGLER, G. E. and BOYD, L. L. Dimencional analysis of auger conveyor operation. Transactions of the ASAE 5(1): 98-102, 1962.
- REHKUGLER, G. E. Screw conveyors-state of the art. Transactions of the ASAE 10(5): 615-618, 621, 1967.
- ROBERTS, A. W., SCOTT, O. J. and TIEDEMANN, W., "Bulk handling of ammonium nitrate: flow properties and storage bin design criteria", paper present at International Powder and Bulk Solids Conference, Philadelphia, U.S.A., May, 1979.
- ROBERTS, A. W., "The effects of vibration on the strength and flow properties of bulk solids in storage bin operation", Proc. International Conference on Design of Silos for Strength and Flow, University of Lancaster, England, September 1980.
- ROBERTS, A. W., "Vibration of powders and bulk solids". Invited Chapter 6 for Handbook on Powder Science and Technology (Fayed and Otten). Van Nostrand 1984.
- ROBERTS, A. W. and MANJUNATH, K. S. Volumetric and torque characteristics of crew feeders. Proc. Powder and Bulk Solids Conf., Chicago. IL, USA, pp. 189-208, 1994.
- ROBERTS, A. W., OOMS, M. and MANJUNATH, K. S. Feeder load and power requirements in the controlled gravity flow of bulk solids from mass-flow bins, Mech. Trans. IEAust., ME9 (1) (1984) 49-61.
- ROSS, I. J. and ISAACS, G. W. Capacitu of enclosed screw conveyors handling granular materials (Part II). Transactions of the ASAE 4(1): 97-100, 104, 1961.

ROSS, I. J., WHITE, A. M., LOEWER, O. J. and WIEMAN, D. M. Constant-speed variable capacity screw conveyor. Transactions of the ASAE 24(2): 484-487, 1981.

SHIVVERS, C. C. Sweep auger structure. U. S. Patent No. 3,765,548. U. S. Patent Office, 1973.

SPIVAKOVSKY, A. O. and DYACHKOV, V. K. Conveying Machines, volume I e II, Mir Publisher – Moscow, 1985.

WALTERS, J. K., “A theoretical analysis of stresses in axially-symmetric hoppers and bunkers”, Chem. Engng. Sci., 28, 779, 1973.

ZHONG. Z. and O’CALLAGHAN, J. R.. The effect of the shape of the feed opening on the performance of a horizontal screw conveyor. J. Agric. Eng. Res. 46(2): 125-128, 1990.