



Magnos Rodrigo Klein

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA HIDRÁULICO COM
VAZÃO VARIÁVEL PARA ACIONAMENTO DO
ESPALHADOR DE PALHA DE UMA COLHEITADEIRA DE
GRÃOS**

Horizontina

2014

Magnos Rodrigo Klein

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA HIDRÁULICO COM
VAZÃO VARIÁVEL PARA ACIONAMENTO DO
ESPALHADOR DE PALHA DE UMA COLHEITADEIRA DE
GRÃOS**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Anderson Dal Molin, MsC.

Horizontina

2014

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA HIDRÁULICO COM VAZÃO VARIÁVEL
PARA ACIONAMENTO DO ESPALHADOR DE PALHA DE UMA
COLHEITADEIRA DE GRÃOS”**

Elaborada por:

Magnos Rodrigo Klein

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 30/10/2014
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. MsC. Anderson Dal Molin
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Esp. Valmir Vilson Beck
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2014**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha esposa Aline e a meu filho Théo, razões de tudo o que faço em minha vida.

AGRADECIMENTOS

Aos familiares que me apoiaram neste projeto.

A faculdade Horizontina, principalmente ao professor Anderson Dal Molin, sempre presente com seus conselhos e considerações.

A empresa AGCO do Brasil, que tornou este sonho possível.

Ao engenheiro Eduardo Balzan por sua contribuição técnica a este trabalho.

“A tarefa não é tanto ver aquilo que ninguém viu, mas pensar o que ninguém ainda pensou sobre aquilo que todo mundo vê.”

Arthur Schopenhauer

RESUMO

O agronegócio brasileiro apresentou um enorme crescimento baseado em técnicas e inovações, entre elas destaca-se o método de plantio direto. Um dos manejos propostos pelo sistema de plantio direto é a cobertura de solo com resíduos de plantas processadas. Os espalhadores de palha são dispositivos utilizados para distribuir esses resíduos provenientes do processamento dos grãos das colheitadeiras por toda a largura de corte da plataforma. Este trabalho apresenta os resultados obtidos no dimensionamento de um sistema de transmissão hidráulico com controle variável de vazão em substituição ao sistema de transmissão atual correia. O acionamento atual do espalhador de palhas permite apenas duas rotações, além de necessitar de parada da colheitadeira para alternar entre as duas rotações disponíveis. O objetivo deste trabalho foi dimensionar um novo sistema de acionamento que não necessita de paradas da colheitadeira agregando mais produtividade, segurança e robustez as colheitadeiras que usem este tipo de acessório. Buscou-se na literatura pertinente, os dados necessários para o dimensionamento e a especificação dos componentes do novo sistema de transmissão proposto. A pesquisa bibliográfica permitiu dimensionar e especificar o motor hidráulico dentro de uma faixa que atenda ao projeto e esteja disponível no mercado. Da mesma forma a válvula reguladora de vazão, as mangueiras hidráulicas da linha de pressão e retorno, tanto atenderam as especificações esperadas no novo sistema de transmissão hidráulico, como se adaptaram perfeitamente as bitolas já existentes no sistema hidráulico principal da colheitadeira, onde os novos acessórios foram acoplados, o que torna o sistema de transmissão proposto completamente compatível com o sistema hidráulico já existente na colheitadeira. Pelos dimensionamentos realizados e pelas especificações escolhidas conclui-se que o sistema de transmissão hidráulico proposto apresenta as especificações desejadas para a solução do problema de pesquisa, bem como apresenta especificações comerciais, o que o torna de fácil construção e reposição de peças.

Palavras-chave: Espalhador de Palha. Sistema Hidráulico. Variável.

ABSTRACT

Brazilian agribusiness showed great growth based on techniques and innovations, among them stands out the method of direct seeding. One of managements proposed by the direct seeding system is the ground cover plants with waste processed. The straw spreaders are devices used to deliver these residues resulting from the processing of grain harvester over the entire width of the cutting header. This paper presents the results obtained in the design of a hydraulic transmission system with variable flow control to replace the current belt drive system. The actual straw spreader drive allows only two rotations, as well as requiring the harvester stopped to switch between the two rotations available. The objective of this work was to scale a new drive system that does not require the harvester stops adding more productivity, security and robustness combines that use this type of accessory. Sought in the relevant literature, the necessary data for the design and specification of the components of the proposed new drive system. A literature search allowed size and specify the hydraulic motor within a range that meets the design and is available in the market. Likewise the flow control valve, hydraulic hoses from the pressure and return line, both attended expected the new hydraulic transmission system specifications, as perfectly adapted existing in the main hydraulic system of the combine, where new accessories gauges were coupled, which makes the proposed transmission system fully compatible with the existing hydraulic system in the harvester. Performed by sizing and specifications chosen by is concluded that the hydraulic transmission system proposed features desired for the solution of the research problem specifications and features commercial specifications, what about construction and easy replacement of parts.

Palavras-chave: Straw Spreader. Hydraulic System. Variable.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
1.1. JUSTIFICATIVA.....	11
1.2. OBJETIVOS.....	11
2. REVISÃO DA LITERATURA	12
2.1 PLANTIO DIRETO NO BRASIL.....	12
2.2 IMPORTÂNCIA DA COBERTURA DE PALHA NO SOLO.....	12
2.3 ESPALHADORES DE PALHA.....	13
2.4 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	14
2.5 BOMBAS HIDRÁULICAS.....	15
2.6 MOTORES HIDRÁULICOS.....	16
2.7 VÁLVULAS DE CONTROLE.....	17
2.8 FILTROS HIDRÁULICOS.....	18
2.9 BLOCOS MANIFOLD.....	19
2.10 TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS.....	19
3. METODOLOGIA.....	21
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	21
4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	25
4.1 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR HIDRÁULICO.....	25
4.2 DETERMINAÇÃO DA ELETROVÁLVULA.....	26
4.3 DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES.....	27
4.3 DETERMINAÇÃO DO REGIME DE ESCOAMENTO.....	28
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	30
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	31
ANEXO A – DESENHO DA BOMBA HIDRÁULICA.....	33
ANEXO B – ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR HIDRÁULICO.....	34
ANEXO C – ELETROVÁLVULA PWM HYDRAFORCE.....	35
ANEXO D – ÁBACO PARA DIMENSIONAR DIÂMETRO INTERNO DE TUBO.....	36
ANEXO E – CATÁLOGO MANGUEIRAS PARKER.....	37
ANEXO F – ESPECIFICAÇÃO DO ÓLEO ISO VG 68.....	38

1. INTRODUÇÃO

O sucesso do agronegócio brasileiro se deve principalmente ao uso do plantio direto nos anos 1960, o que ocasionou uma verdadeira revolução nos manejos propostos para a época. Um dos manejos propostos pelo plantio direto é a cobertura de solo com resíduo de palha proveniente do processamento de grãos das colheitadeiras.

Para permitir uma cobertura de solo eficiente foram desenvolvidos alguns dispositivos a serem acoplados nas colheitadeiras, onde pode-se destacar os espalhadores de palhas, dotados de um ou mais conjuntos de pás em forma de hélice, que permitem espalhar os resíduos de palha por toda a extensão de corte da plataforma.

O espalhador de palhas analisado na pesquisa exploratória é acionado por uma transmissão por correia, composta por polias, onde pode-se destacar que este tipo de transmissão permite alterar a velocidade de rotação das pás do espalhador em duas velocidades, sendo que para realizar esta troca é necessário parar a operação da colheitadeira.

Para a alteração de velocidade das pás do espalhador de palhas das colheitadeiras é necessário alterar a posição da correia no sistema de polias da transmissão mecânica. Para realizar esta troca é necessário manter a colheitadeira fora de operação. Assim pensou-se em um sistema que permitisse alterar a rotação das pás do espalhador de palhas sem necessitar parar a operação da colheitadeira, sistema até então, inexistente.

A fim de atender o problema de pesquisa, buscou-se nas literaturas pertinentes, informações técnicas que permitissem o levantamento de dados e posterior dimensionamento dos acessórios que compusesse o sistema proposto. Uma pesquisa permitiu compreender o atual acionamento do espalhador de palhas, bem como o sistema hidráulico atual da colheitadeira, buscando assim dimensionar um novo sistema simples e funcional.

1.1.JUSTIFICATIVA

Este trabalho se justifica pelo dimensionamento de um sistema que trará maior produtividade e segurança as máquinas agrícolas, devido a não necessidade de parada para a variação de velocidade das pás do espalhador de palhas.

A substituição do sistema de acionamento por correia por um hidráulico dotado de válvula variadora de vazão acrescenta maior tecnologia e robustez ao sistema de acionamento do espalhador de palhas.

1.2.OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho foi dimensionar um sistema hidráulico com vazão variável que permita alterar a rotação das pás do espalhador de palhas da colheitadeira sem necessidade de paradas durante a colheita em substituição ao sistema atual de transmissão por correia. O sistema deve apresentar características que tornem a operação das colheitadeiras mais produtiva, associado à robustez e facilidade de reposição dos componentes.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1 PLANTIO DIRETO NO BRASIL

Segundo Embrapa (2014) as primeiras atenções ao plantio direto no Brasil tiveram início na década de 60, mais precisamente nos anos de 1966, onde foram plantadas leguminosas em pastagens no município de Matão, SP.

Embrapa (2014) também destaca que no ano de 1969 no estado do Rio Grande do Sul, foram plantadas sementes de sorgo no município de Não-Me-Toque utilizando a técnica do plantio direto. Os estados Brasileiros que concentraram o maior número de pesquisadores no Brasil foram os estados do Rio Grande do Sul e Paraná.

De acordo com Cruz, et al (2014) o plantio direto é uma técnica de cultivo na qual se procura manter o solo sempre coberto por plantas em desenvolvimento e por resíduos vegetais.

Floss (2014) cita que o rendimento da soja era de aproximadamente 20/30 sacas por hectare em 1980, aumentando este valor para 50/60 sacas na safra de 2011. Este crescimento no rendimento de produção se deve principalmente ao processo de plantio direto.

2.2 IMPORTÂNCIA DA COBERTURA DE PALHA NO SOLO

De acordo com Floss (2014) a cobertura de solo é essencial para que não haja impacto direto das gotas de chuva sobre o solo, causando a chamada erosão superficial, formando assim uma crosta compactada.

Para Cruz, et al (2014) as principais funções da palhada no plantio direto são: a redução dos impactos das gotas de chuva no solo; o aumento da infiltração da água na terra; a redução significativa de perdas de solo e água devido erosão e raios do sol; a redução da amplitude hídrica e térmica. Os principais efeitos podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Efeitos da quantidade de resíduo

Resíduos (t/ha)	Efeitos sobre a água e solo		
	Escorrimento (%)	Infiltração (%)	Perda de solo (t/ha)
0	45,3	54,7	13,69
0,550	24,3	74,7	1,56
1,102	0,5	99,5	0,33
2,205	0,1	99,9	0
4,410	0	100,0	0

Fonte: Cruz, et al (2014).

Floss (2014) comenta que a palhada no solo melhora as propriedades físicas, como redução da densidade e o aumento da porosidade, aumentando assim o armazenamento da água da chuva nos microporos e de ar nos macroporos, favorecendo assim a formação de húmus. Pesquisas recentes demonstram uma necessidade anual de 9 a 12 toneladas de palha seca por hora para dar sustentabilidade ao sistema de plantio direto.

2.3 ESPALHADORES DE PALHA

Segundo calado e Barros (2014) o espalhador de palha é uma espécie de torniquete de eixo vertical, posicionado na saída dos saca-palhas e animado por movimento de rotação muito lento, com dois ou três braços guarnecidos com palhetas que dispersam a palha em toda a largura de corte. A figura 1 mostra uma configuração de espalhador de palhas com dois torniquetes.

Ikona (2014) cita que o espalhador de palha permite efetuar a distribuição de forma uniforme sobre o solo, sendo um acessório que pode substituir o picador de palhas.

Massey Ferguson (2004) destaca que o espalhador de palhas é um acessório mais simples do que o picador de palhas, necessitando assim de menos potência

para o acionamento, cumprindo a função de espalhar a palha uniformemente sobre a faixa colhida, sendo uma alternativa eficaz para culturas com quantidade de palha não tão excessivas, usado principalmente na cultura de arroz e milho.

Figura 1 - Espalhador de Palhas



Fonte: AGCO do Brasil

2.4 SISTEMAS HIDRÁULICOS

Para Linsingen (2003) um sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados, que com a utilização de um fluido como meio de transferir energia, permite a transmissão e controle de força e movimentos.

Um sistema hidráulico é, portanto, o meio através do qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada, de modo a se ter como saída energia mecânica útil. (LINSINGEN, 2003, p. 17).

Linsingen (2003) afirma que os sistemas hidráulicos possuem características que os tornam especialmente recomendados para uma série de aplicações, no entanto apresentam também limitações que devem ser consideradas quando da escolha do tipo de sistema a ser empregado, principalmente se a aplicação específica for compatível com sistemas mecânicos, elétricos ou pneumáticos.

Palmieri (1997) cita que os sistemas hidráulicos são utilizados quando não podemos ou não queremos utilizar sistemas mecânicos ou elétricos. Sendo que de acordo com o tipo de aplicação, existe uma grande infinidade de tipos de circuitos hidráulicos, porém, todos seguem um mesmo esquema, podendo ser divididos em três partes principais: sistema de geração, de distribuição e de aplicação de energia.

O autor acima citado destaca que o sistema de geração é constituído pelo reservatório, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios. O sistema de distribuição e controle é constituído por válvulas controladoras de vazão, pressão e direcionais. No sistema de aplicação de energia encontramos os atuadores, que podem ser: cilindros, motores hidráulicos e osciladores.

Para Linsingen (2003) atualmente existem três campos identificados na hidráulica: os sistemas convencionais, os sistemas servo-hidráulicos e os sistemas hidráulicos proporcionais.

Linsingen (2003) ainda afirma que a partir da segunda metade da década de 1980, em face dos problemas da crise do petróleo, apareceram trabalhos relacionados a novos fluidos de origem vegetal e retorno ao uso da água. Estes estudos indicam que as possibilidades da hidráulica estão longe de acabar.

Palmieri (1997) afirma que nos dias atuais, sem a energia fluida, a tecnologia moderna seria impossível, pois ela apresenta potência suficiente para erguer um caminhão de grande porte, ou suficientemente pequena para prender um ovo sem furar a casca.

2.5 BOMBAS HIDRÁULICAS

Segundo Palmieri (1997), a bomba é responsável pela geração de vazão dentro do sistema hidráulico, sendo então responsável pelo acionamento dos atuadores. Bombas hidráulicas convertem energia mecânica em energia hidráulica e podem ser classificadas como de deslocamento positivo e não positivo.

Palmieri (1997) cita que a bomba de engrenagem, componente do sistema hidráulico desta pesquisa, cria uma determinada vazão devido ao constante engrenamento e desengrenamento de duas ou mais rodas dentadas. O constante

desengrenamento dos dentes cria uma descompressão na câmara de sucção, fazendo que o fluido seja succionado do reservatório.

Esse tipo de bomba é geralmente usado para pressões até 210 bar e vazão até 660 l/min. Vemos, então, que a bomba de engrenagens é melhor utilizada em circuitos que requeiram baixa ou média vazão e pressão relativamente alta. (PALMIERI, 1997, p. 135).

Na bomba de engrenagem interna, Palmieri (1997) destaca que as engrenagens se movem na mesma direção, sendo sua construção mais compacta, fornecendo uma vazão mais suave e menor ruído, sendo, porém mais cara, o que limita bastante a sua aplicação. Já as bombas de excêntrico interno apresentam um nível de ruído baixíssimo, mas, devido sua construção complexa, seu custo é elevado.

2.6 MOTORES HIDRÁULICOS

Reik, et al (2005) citam que motores hidráulicos convertem energia hidráulica em energia mecânica, sendo que como nas bombas hidráulicas existe um grande número de princípios e tipos construtivos. Como nenhum tipo construtivo pode atender de modo satisfatório todas as exigências, é preciso, escolher o motor conveniente para cada aplicação.

Para Reik, et al (2005) a potência fornecida depende da vazão e da diferença de pressão do motor, sendo que a potência é diretamente proporcional à rotação e os motores rápidos são apropriados para aplicações onde alta densidade de potência é necessária. Motores hidráulicos lentos são projetados para que as baixas rotações já forneçam altos torques.

Para o dimensionamento do motor hidráulico é necessária a informação do momento torçor. Segundo Shigley (2005) para o dimensionamento do momento torçor, podemos lançar mão da Equação 1:

$$T = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad 1$$

Onde:

T = é o momento torçor em N.m;

P = é a potência em W;

n = é a rotação máxima em rpm;

Para os dimensionamentos do motor hidráulico podemos utilizar as Equações 2 e 3 conforme Reik, et al (2005):

$$T = \frac{Vg * \Delta p * \eta_{mh}}{20 * \pi} \quad 2$$

Onde:

T = momento torçor em N.m;

Δp = diferença de pressão entre a entrada e a saída do motor em bar;

Vg = deslocamento volumétrico do motor em cm³/rev;

η_{mh} = rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95);

$$Q = \frac{Vg * n}{1000 * \eta_{vol}} \quad 3$$

Onde:

n = rotação máxima do motor em rpm;

Q = vazão do motor em l/min;

Vg = deslocamento volumétrico do motor em cm³/rev;

η_{vol} = rendimento volumétrico (0,9 – 0,95);

2.7 VÁLVULAS DE CONTROLE

Dentre as muitas maneiras de controle de velocidade de uma máquina hidráulica, Palmieri (1997) cita que pode-se lançar mão das válvulas reguladoras de vazão, também chamadas de reguladoras de fluxo ou controle de vazão. Esse tipo de válvula permite uma regulação simples e rápida da velocidade através da limitação da vazão de fluido que entra ou sai do atuador, modificando assim a velocidade de seu deslocamento.

O autor acima citado afirma que dependendo do tipo de circuito ou da aplicação os tipos de válvulas reguladoras de vazão serão diferentes, podendo elas ser com compensação de pressão e sem compensação de pressão. As válvulas sem compensação de vazão são do tipo mais simples, podendo ser comparadas com

uma torneira comum, pois faz a regulação restringindo ou aumentando a passagem do fluido.

Palmieri (1997) destaca que para acionamento de motores hidráulicos é adequada à instalação da válvula na entrada após o direcional. Desta forma o fluxo do fluido é controlado antes do mesmo entrar no atuador.

Uma das características mais importantes dos sistemas hidráulicos para Linsingen (2003) é poder limitar ou controlar a pressão. Além da função básica de segurança contra sobrecarga, a consequência imediata é o controle e/ou limitação de forças e torques.

Sendo assim, Palmieri (1997) destaca que válvulas reguladoras de pressão do tipo alívio e segurança têm duas funções em um circuito hidráulico, o de eliminar a pressão no circuito ou em parte dele, a um nível pré-selecionado, e proteger o sistema e os diversos equipamentos que o compõe, contra sobrecargas.

Para Linsingen (2003) a flexibilidade de direcionar o fluido a diferentes pontos do sistema hidráulico, promover desvios ou interromper o escoamento quando necessário constituem as características fundamentais do controle direcional clássico.

Palmieri (1997) cita que o processo mais utilizado para se controlar a direção e o sentido do fluxo de fluido em um sistema, é a utilização de válvulas de controle direcionais. Este tipo de válvula pode ser de múltiplas vias, que com o movimento rápido de um só elemento, controla a direção ou sentido de um ou mais fluxos diversos de fluido.

2.8 FILTROS HIDRÁULICOS

Palmieri (1997) cita que o fluido hidráulico, deve estar sempre isento de impurezas, pois do contrário a vida útil do sistema hidráulico é encurtada, por isso, a necessidade de utilização de filtros para a retirada de impurezas. Os filtros podem ser químicos ou mecânicos.

Para Reik, et al (2005) filtros são aparelhos empregados para separar substâncias sólidas, utilizando meios filtrantes de fibras ou granulados para eliminar substâncias sólidas de fluidos ou para separar poeiras de gases,

Para Palmieri (1997) o filtro mecânico é composto por uma série de “malhas” ou poros. Os poros retêm um determinado tamanho de impurezas, permitindo a passagem de partículas menores. Existem vários tamanhos de filtros, cada qual determinado para uma vazão máxima.

2.9 BLOCOS MANIFOLD

Palmieri (1997) comenta que para facilitar a montagem e a manutenção de unidades hidráulicas com diversos tubos e mangueiras conectados, pode-se lançar mão dos blocos “manifold”, que nada mais são do que blocos de aço com furações internas interligadas que substituem grande parte das canalizações.

Hydracompany (2014) afirma que as características gerais dos blocos manifold são: agilidade no desenvolvimento de projetos personalizados; racionalização de espaço; redução de conexões e pontos de vazamento; rapidez na manutenção e troca de válvulas; resposta mais rápida do sistema hidráulico.

Para Palmieri (1997), apesar de apresentar maior facilidade de montagem e desmontagem, os blocos manifold, apresentam uma grande perda de carga, pois as interligações formam cantos vivos, o que pode causar grande turbulência no fluido.

Hydracompany (2014) cita que os blocos manifold podem ser desenvolvidos para um determinado projeto, podendo ser fabricados em alumínio de alta resistência ou ferro fundido de fusão contínua.

2.10 TUBULAÇÕES HIDRÁULICAS

Parker mangueiras (2014) cita que devemos utilizar mangueiras hidráulicas quando quisermos transportar fluidos líquidos ou gases, absorver vibrações e dar liberdade de movimentos. As mangueiras hidráulicas são compostas por três principais partes: alma ou tubo interno, reforço ou carcaça e cobertura ou capa.

Parker mangueiras (2014) comenta que as mangueiras hidráulicas podem utilizar conexões reusáveis ou permanentes. Nas reusáveis é possível reutilizar as conexões, substituindo apenas a mangueira danificada. Já nas permanentes as conexões são fixadas na mangueira de forma que não permitem mais sua remoção.

Apesar do bom custo benefício das conexões reusáveis, as conexões fixas pela forma de prensagem são as mais largamente utilizadas pela indústria.

Segundo Gates (2014) o desempenho de um sistema hidráulico depende muito dos componentes mais fracos, sendo a interface acoplamento/mangueira o ponto mais crítico de todo o sistema, sendo, portanto de grande importância a escolha correta deste tipo de componente.

O autor acima citado ainda afirma que em comparação ao tubo rígido a mangueira hidráulica apresenta inúmeras vantagens, como a menor suscetibilidade a vibrações, fácil reposição, permitir um roteamento mais fácil pelos obstáculos e absorver picos de pressão.

Palmieri (1997) cita que para agilizar o dimensionamento da tubulação hidráulica, pode ser utilizado um ábaco, entrando com as informações da vazão do sistema e da velocidade do fluido na linha de pressão ou sucção.

Tabela 2 - Velocidades de escoamento para óleo hidráulico

Tipo	Vmin	Vmax
Sucção e Preenchimento	60,96 cm/s	121,92 cm/s
Retorno	304,80 cm/s	457,20 cm/s
Pressão abaixo de 210 bar	762,20 cm/s	914,40 cm/s
Pressão acima de 210 bar	457,20 cm/s	509,60 cm/s

Fonte: Adaptado de Palmieri (1997).

Para Palmieri (1997) observando-se as velocidades indicadas na Tabela 2, estaremos contribuindo para que o sistema tenha escoamento laminar (menor perda de carga), e o cálculo da tubulação invariavelmente resultará em um diâmetro comercial.

3. METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Para a confirmação da existência do problema, foi realizada uma pesquisa em diversas áreas envolvidas com a utilização do espalhador de palhas, como: Pós-vendas, Marketing, Engenharia e Testes de Campo. Todos os profissionais consultados destacaram que o espalhador de palhas poderia ser mais funcional.

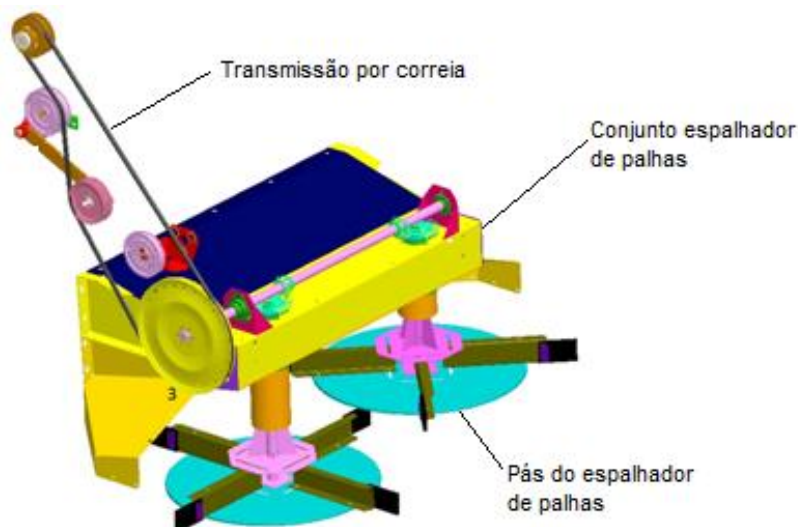
Com a ideia de um acionamento hidráulico, foi realizada uma pesquisa, a fim de analisar e conhecer o funcionamento dos dois sistemas existentes na colheitadeira que seriam afetados, o acionamento por correias do espalhador de palhas e o sistema hidráulico atual da colheitadeira.

Com a pesquisa surgiu à ideia de instalar a válvula e as mangueiras no comando hidráulico, exatamente na posição onde se instala o espalhador de palhão, dispositivo complementar para espalhar resíduos de palhas menores, sendo este dispositivo normalmente utilizado em associação com o picador de palhas.

Para a análise dos sistemas existentes, foi utilizada uma colheitadeira axial classe 7 da marca Massey Ferguson com o acessório espalhador de palha instalado, e previamente disponibilizada para esta finalidade.

O acionamento atual do espalhador de palhas da colheitadeira conforme Figura 2 é acionado por uma transmissão por correia composto por um conjunto de polias e tensoras, sendo que no eixo de transmissão do espalhador de palhas existe um conjunto montado com duas polias de diâmetros diferentes, onde a posição da correia é alterada para se alternarem as duas rotações disponíveis.

Figura 2 - Transmissão atual do espalhador de palha



Fonte: AGCO do Brasil

O espalhador de palhas trabalha com duas faixas de rotação, portanto o torque deve ser dimensionado para atender a rotação baixa e a alta. A polia maior tem diâmetro 430 mm e gira em uma rotação de 530 RPM e a polia menor possui diâmetro de 250 mm e gira a uma rotação de 900 RPM.

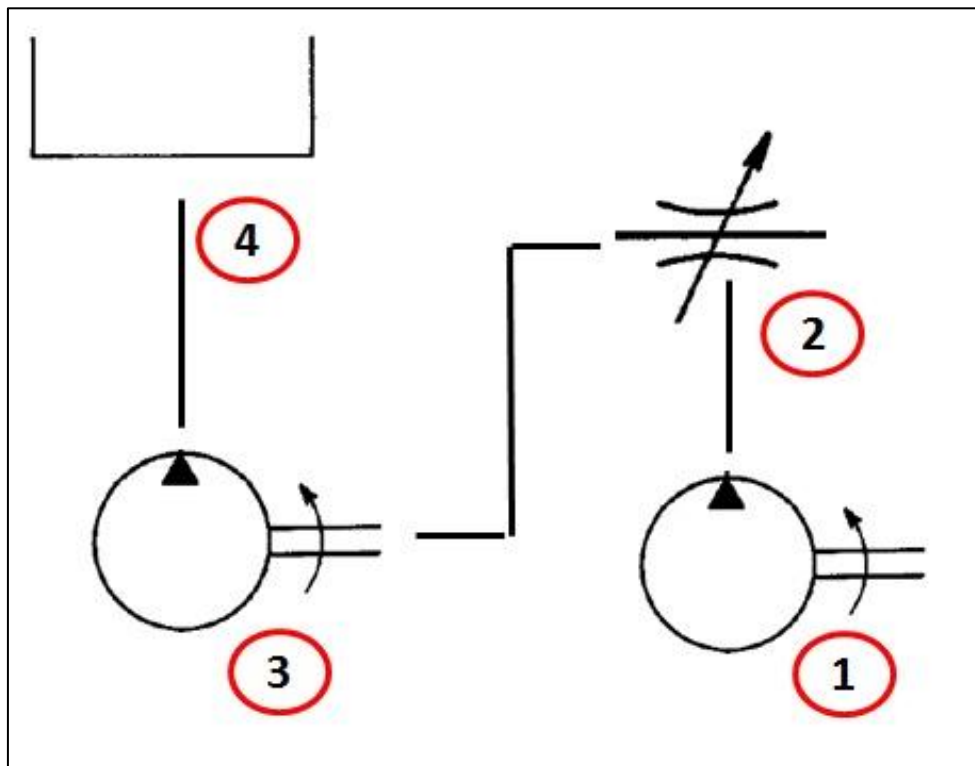
Com a identificação dos componentes atuais do acionamento do espalhador de palhas e das rotações atingidas pelo sistema de transmissão de polias que promovem o movimento do mesmo, conheceu-se as particularidades do sistema hidráulico atual da colheitadeira.

O comando hidráulico possui uma saída onde é acoplada a mangueira de pressão para o acionamento do espalhador de palha e a mangueira de retorno sai dos motores hidráulicos e vai diretamente ao reservatório hidráulico. Este tipo de acessório não é utilizado em associação com o espalhador de palhas, portanto uma oportunidade de acionamento do novo sistema hidráulico seria captar a vazão da bomba neste mesmo ponto. Para o acionamento do espalhador de palha existe uma válvula de controle de vazão manual, que fica instalada no bloco do comando hidráulico.

A pesquisa bibliográfica permitiu identificar os componentes necessários para a criação do sistema desejado, bem como os cálculos que permitiram dimensionar os novos acessórios do sistema hidráulico.

Na pesquisa bibliográfica, se identificou o tipo de válvula controladora de vazão que poderia ser utilizada no projeto, para o funcionamento do sistema a ser dimensionado. Substituindo a válvula manual por uma pilotada, foi possível controlar a vazão à distância, conforme desejado. Com o uso da válvula pilotada, o motor hidráulico para o acionamento do espalhador de palhas pode ser de vazão fixa. A Figura 3 representa o esquema do novo sistema hidráulico.

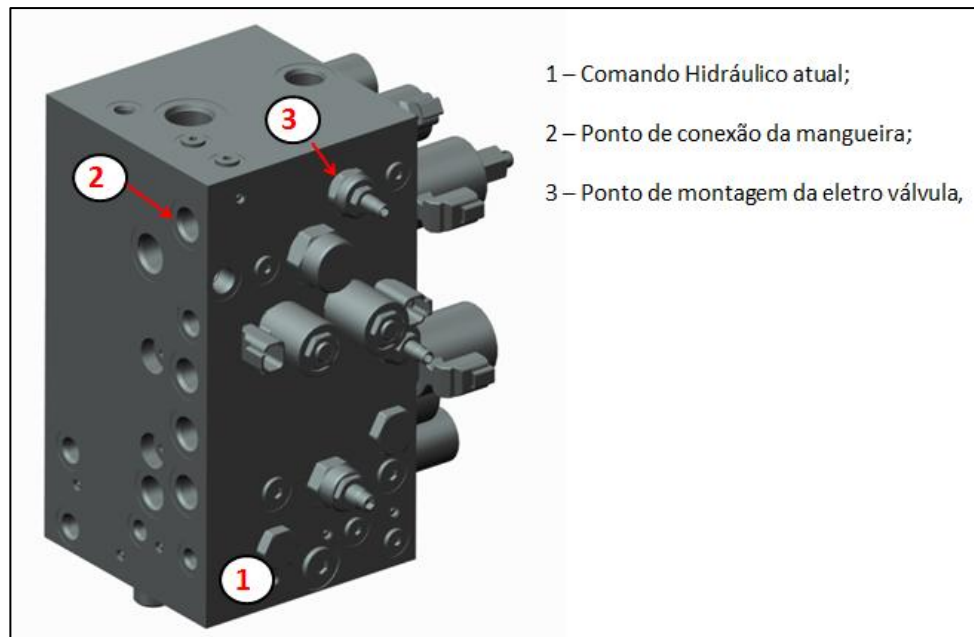
Figura 3 - Sistema hidráulico proposto



O sistema hidráulico proposto é esquematizado conforme Figura 3, onde a bomba hidráulica (1) já presente no sistema atual, alimenta a eletroválvula (2) posicionada no comando hidráulico atual. Já a eletroválvula é interligada ao motor hidráulico (3), por uma mangueira, sendo que o retorno do óleo se dá para o reservatório hidráulico (4) já existente no sistema hidráulico atual da colheitadeira pela mangueira de retorno.

A Figura 4 mostra as posições no comando hidráulico onde a mangueira de pressão e a eletroválvula serão conectados. O balão 2 mostra a posição disponível para montagem da mangueira da linha de pressão e no balão 3 foi retirada a válvula atual e instalada a eletroválvula.

Figura 4 - Bloco Manifold da MF 9790



Com as equações identificadas na pesquisa bibliográfica, foi possível dimensionar inicialmente o torque necessário para o conjunto espalhador de palhas, o que possibilitou os demais dimensionamentos.

Posteriormente foram dimensionados o motor hidráulico, a válvula controladora de vazão e as mangueiras da linha de pressão e de retorno. Uma pesquisa em catálogos de fornecedores identificou componentes que atendem os dimensionamentos realizados e ao mesmo tempo possuem especificações comerciais, o que garante a possibilidade de encontrar os novos componentes nos principais fornecedores nacionais.

O novo sistema hidráulico dimensionado atende as necessidades para o acionamento do espalhador de palhas, além de propor componentes de bitolas comerciais, o que torna o sistema de fácil construção em caso de necessidade.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 DIMENSIONAMENTO DO MOTOR HIDRÁULICO

A informação principal para o dimensionamento do motor hidráulico foi o torque gerado no espalhador de palha e como esta informação não está disponível, optou-se por determinar o torque à partir da potência máxima transmitida pela correia nas duas faixas de rotação. Esta informação consta no desenho da correia, sendo a potência transmitida na rotação de 530 rpm de 13 HP e na de 900 rpm 18 HP. Gieck (2001) cita que 1 HP equivale a 745,7 Watts, portanto, a potência transmitida, nas duas faixas de rotação são respectivamente 9.694 e 13.420 watts.

Para a determinação do valor de torque máximo, foram necessários dois dimensionamentos, visto que o espalhador de palhas trabalha em duas faixas de rotação, uma com 900 rpm para a cultura de milho e outra com 530 rpm para a cultura de arroz. Para o dimensionamento do momento torçor, foi utilizada a Equação 1.

Com rotação de 530 rpm para a colheita de arroz.

$$T_{arroz} = 175 \text{ N.m}$$

Com rotação de 900 rpm para cultura de milho.

$$T_{milho} = 140 \text{ N.m}$$

Com a determinação dos valores de torque, fica então possível determinar o deslocamento volumétrico do motor hidráulico conforme a Equação 2.

$$Vg = 64 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Com o dimensionamento do deslocamento volumétrico do motor, fica possível determinar sua vazão utilizando a Equação 3.

$$Q = 64 \text{ L/min}$$

Os dimensionamentos realizados permitiram identificar a vazão necessária para o funcionamento do motor hidráulico, porém não se encontrou nas especificações dos fornecedores, um motor que se adequasse aos valores de vazão, torque e velocidade máximas, necessários para o projeto.

A vazão da bomba atual da colheitadeira pode ser identificada no desenho da mesma, sendo este valor 45 cm³/rev. A rotação do motor da colheitadeira em trabalho é de aproximadamente 2200 rpm, portanto equacionando obteve-se uma vazão de 99.000 cm³/rev, o que equivale a uma vazão na bomba de aproximadamente 99 l/min. O desenho da bomba hidráulica pode ser visto no Anexo A.

Pela vazão encontrada na bomba atual da colheitadeira, teria como se aumentar a vazão do motor hidráulico. Conforme o Anexo B, a Sauer Danfoss possui um motor hidráulico com vazão de 80 l/min que tem especificações bastante similares as especificações necessárias ao projeto.

Tabela 3 – Especificações do motor hidráulico Sauer Danfoss

Especificações para Projeto		Motor Hidráulico Sauer Danfoss	
Vazão	64 l/min	Vazão	75 l/min
Torque	175 N.m	Torque	220 N.m
Velocidade	900 rpm	Velocidade	940 rpm

Conforme a Tabela 3, o motor hidráulico OMR 80 da Sauer Danfoss tem as especificações bastante similares aos dimensionamentos realizados, necessitando, porém de uma vazão maior, que pode perfeitamente ser atingida pela bomba hidráulica atual.

4.2 DETERMINAÇÃO DA ELETROVÁLVULA

Conforme informações levantadas na pesquisa bibliográfica, para o correto funcionamento do sistema hidráulico proposto é necessária a especificação de uma válvula controladora de vazão.

O dimensionamento da vazão do motor hidráulico permite determinar o modelo de válvula que irá comandar a vazão do futuro acionamento hidráulico do

espalhador de palha da colheitadeira. Para atender as funcionalidades esperadas no sistema, a válvula deverá permitir uma vazão adequada à dimensionada anteriormente pela Equação 3 e ser uma válvula com controle de vazão à distância.

A válvula escolhida é do fornecedor hydraforce, modelo HPV16-31, com vazão máxima de 114 l/min e pressão de operação de 240 bar conforme Anexo C. Este modelo por ser uma eletroválvula permitirá o controle à distância, atendendo assim a principal característica do novo sistema hidráulico. A vazão máxima necessária para o funcionamento do motor hidráulico foi de 80 l/min, enquanto a vazão máxima da válvula fica em 114 l/min.

4.3 DIMENSIONAMENTO DAS TUBULAÇÕES

Palmieri (1997) afirma que o dimensionamento do diâmetro interno das tubulações pode ser determinado a partir de um ábaco. Este ábaco necessita da vazão máxima do sistema e da velocidade do fluido no sistema.

A informação da faixa de pressão da bomba consta no desenho da mesma, sendo este valor de 190 bar. Conforme citado por Palmieri (1997) a faixa de velocidade adequada a pressões abaixo de 210 bar fica entre 762,20 e 914,40 cm/s.

Para o dimensionamento da tubulação de pressão foi considerado o valor de 762,20 cm/s conforme a Tabela 2, o que nos dá um valor de 7,62 m/s. Este valor foi utilizado no ábaco. Com as informações disponíveis foi utilizado o ábaco para a determinação do diâmetro interno da tubulação de pressão, que ficou em 16 mm.

O mesmo caso se dá para a determinação do diâmetro interno da tubulação de retorno, porém para este caso conforme Tabela 2 será considerado o valor de 304,80 cm/s. Ajustando os valores obtidos no ábaco chegamos ao valor de 26 mm de diâmetro interno conforme Anexo D.

Com a dimensão do diâmetro interno das mangueiras hidráulicas determinada, buscou-se em catálogos de fornecedores um dimensional próximo ao determinado e que seja comercialmente encontrado com facilidade.

Conforme o Anexo E, os diâmetros internos disponíveis, que mais se adequam aos dimensionados são 16 mm para a de pressão e 25 mm para a de retorno.

A mangueira de pressão será de diâmetro interno 16 mm e diâmetro externo de 24 mm, com comprimento de 4100 mm. A especificação é 451 ST conforme a

norma SAE100 R17, com pressão máxima de 3000 psi. As ponteiros serão 9/16-18 THD - JIC - 0° conforme SAE J516, devendo atender a norma de limpeza GF10750201.

A mangueira de retorno será de diâmetro interno 25 mm e diâmetro externo de 35 mm, com comprimento de 2700 mm. A especificação é 451 ST conforme a norma SAE100 R17, com pressão máxima de 3000 psi. As ponteiros serão 9/16-18 THD - JIC - 0° conforme SAE J516, devendo atender a norma de limpeza GF10750201.

4.3 DETERMINAÇÃO DO REGIME DE ESCOAMENTO

Segundo Palmieri (1997) o tipo de escoamento depende de vários fatores, entre eles o diâmetro interno da tubulação. Existem dois tipos de escoamento, o laminar e o turbulento.

Para saber quando o regime é laminar ou turbulento Palmieri (1997) destaca que deve ser determinado o número de Reynolds. Quando o número de Reynolds estiver em uma faixa de 0 a 2000, o escoamento é laminar, se estiver acima de 3000 o escoamento é turbulento.

Para a determinação do número de Reynolds Reik, et al (2005) propõe a utilização da Equação 4:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} * 10^3 \quad 4$$

Onde:

Re = N° de Reynolds;

D = diâmetro interno da tubulação em mm;

v = velocidade do fluido em m/s;

ν = viscosidade cinemática em mm²/s;

O óleo hidráulico utilizado na colheitadeira analisada é o ISO VG68, conhecido comercialmente pela descrição de Shell Tellus S2M68. Nas especificações do fabricante conforme Anexo F, constam os valores da viscosidade cinemática para as temperaturas de 0°C e 100°C, sendo estes valores respectivamente 1040 e 8,6 cSt. Para fim de alinhamento com a Equação 4, um centistroke equivale a 1 mm²/s.

A temperatura de trabalho do sistema hidráulico é de aproximadamente 75°C, portanto a obtenção do valor da viscosidade cinemática para esta condição terá de ser por interpolação. Com a ajuda de uma calculadora HP50G o valor da viscosidade cinemática foi obtido por interpolação, sendo o valor encontrado de 33,4 mm²/s.

Com o valor da viscosidade cinemática determinado, determinou-se pela Equação 4 o n^o de Reynolds.

$$Re = 3.650$$

Como o valor de Reynolds ficou acima de 3000, ficou caracterizado um escoamento turbulento na pressão. Para modificar o escoamento para laminar, optou-se pela diminuição do diâmetro interno. Segundo o Anexo E o próximo diâmetro comercial existente é o de 12,5mm. Utiliza-se então novamente a Equação 4.

$$Re = 2850$$

Com a alteração do diâmetro interno da tubulação para 12,5 mm o valor do número de Reynolds ficou em 2850, o que representa um escoamento laminar. Esta condição atende as necessidades do projeto.

A mangueira de pressão que anteriormente estava especificada com diâmetro interno de 16 mm agora será de diâmetro interno 12,5 mm e diâmetro externo de 20 mm, com comprimento de 4100 mm. A especificação é 451 ST conforme a norma SAE100 R17, com pressão máxima de 3000 psi. As ponteiros serão 9/16-18 THD - JIC - 0° conforme SAE J516, devendo atender a norma de limpeza GF10750201.

Com a especificação do diâmetro interno da tubulação de retorno em 25 mm, pode-se então utilizar a equação 4 para a determinação do n^o de Reynolds na tubulação de retorno.

$$Re = 2245$$

Como o valor do número de Reynolds ficou em 2245, o escoamento fica caracterizado como laminar, o que atende a necessidade de projeto.

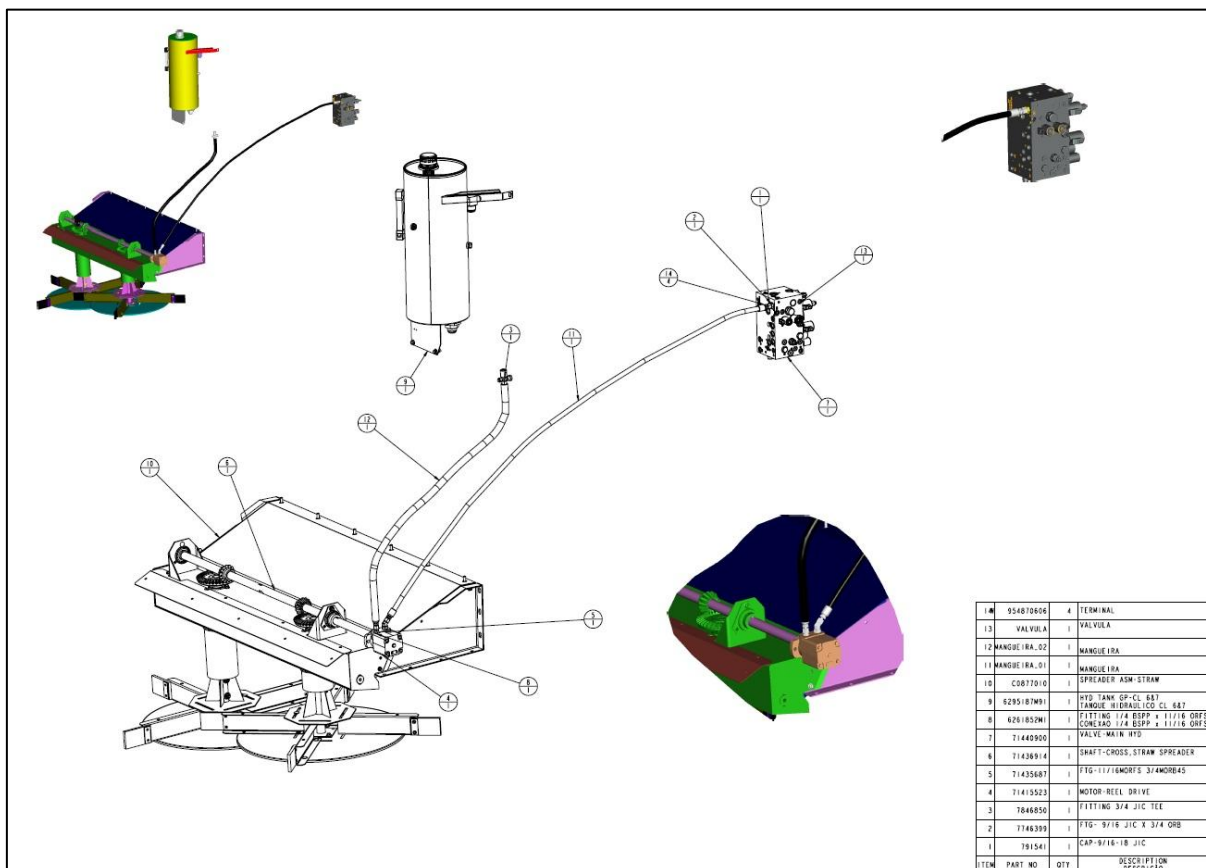
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A pesquisa exploratória e a bibliográfica realizadas permitiram criar um sistema hidráulico novo, que se adapta perfeitamente ao sistema existente.

A vazão necessária para o motor hidráulico fica dentro da faixa disponível pela bomba, a válvula controladora de vazão escolhida se adapta perfeitamente a faixa de trabalho do motor hidráulico dimensionado e as mangueiras hidráulicas, bem como as conexões que foram utilizadas se adaptam perfeitamente ao sistema hidráulico atual. Todos os componentes escolhidos são de catálogos comerciais, o que torna o projeto de fácil construção.

O objetivo deste trabalho era dimensionar um sistema hidráulico que permitisse o acionamento do espalhador de palhas pela ação de uma válvula controladora de vazão, tendo assim um sistema caracterizado pela rotação variável das hélices do espalhador de palhas sem a necessidade de parar a operação da colheitadeira. Pelos dimensionamentos realizados, concluiu-se que um sistema deste porte é plenamente realizável. A Figura 5 apresenta o novo sistema hidráulico proposto em associação com o sistema hidráulico atual da colheitadeira.

Figura 5 – Novo sistema hidráulico proposto



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGCO do Brasil Comércio e Indústria Ltda.

CALADO, J. G.; BARROS, J.F.C. **Equipamentos Agrícolas de Colheita, Enfardamento e Transporte**. [artigo científico]. Disponível em: < <https://dspace.uevora.pt/rdpc/bitstream/10174/5246/1/Equipamentos%20Agr%C3%ADcolas.pdf>>. Acesso em: 17 fev. 2014.

CRUZ, J.C. et al. **Cultivo do Milho**. Disponível em: http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Milho/CultivodoMilho_2ed/mandireto.htm>. Acesso em: 18 fev. 2014.

EMBRAPA. **Plataforma Plantio Direto**: Sistema Plantio Direto no Brasil. Disponível em: < <http://www22.sede.embrapa.br/plantiodireto/IntroducaoHistorico/Hist2.htm>>. Acesso em: 18 fev. 2014.

FLOSS, E. L. **Cobertura de Solo Bem Feita é o Diferencial**. Disponível em: <http://www.agrisus.org.br/arquivos/artigo_plantio_direto_dezembro_granja.pdf>. Acesso em: 18 fev. 2014.

GATES. **Manutenção & Segurança Hidráulica**. Disponível em: < http://www.gatesbrasil.com.br/signia/upload/produtos/safe_hydraulic_pocket_guide_portuguese_menor.pdf>. Acesso em: 01 set. 2014.

GIECK, R. **Manual de Fórmulas Técnicas**. Trad. de C.A. Lauand. São Paulo: Hemus, 29ª Edição, 2001.

HYDRACOMPANY. **Bloco Manifold**. Disponível em: <<http://www.hydracompany.com.br/archives/produto/bloco-manifold>>. Acesso em: 12 out. 2014.

HYDRAFORCE. **Solenoid-Operated Proportional Flow Control**. Disponível em: < <http://www.HydraForce%20Hydraulic%20Electro-Proportional%20Flow%20Control%20Cartridge%20Valves2.htm>>. Acesso em: 01 set. 2014.

IKONA. **Referência em Maquinário e Tecnologia agrícola**. Disponível em: < http://www.ikona.com.br/produtos_view.php?id=36>. Acesso em: 18 fev. 2014.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2º Ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2003.

MASSEY FERGUSON. **Conhecimento do Produto Colheitadeiras MF e plataformas**. Canoas: 2004.

PALMIERI, A. C. **Manual de Hidráulica Básica**. 10ª Ed. Porto Alegre: Editora Pallotti, 1997.

PARKER MANGUEIRAS. **Mangueiras e Conexões**. Disponível em < http://www.parker.com/docs/Literature/Brazil/M2001_2_P_16.pdf>. Acesso em 07 set. 2014.

PARKER HOSE DIVISION. **Hose, Fittings and Equipment**. Disponível em <<http://www.parker.com/literature/Hose%20Products%20Division/Catalog%204400%20PDF%20Files/2014%20Catalog%204400%20Linked.pdf>>. Acesso em 07 set. 2014.

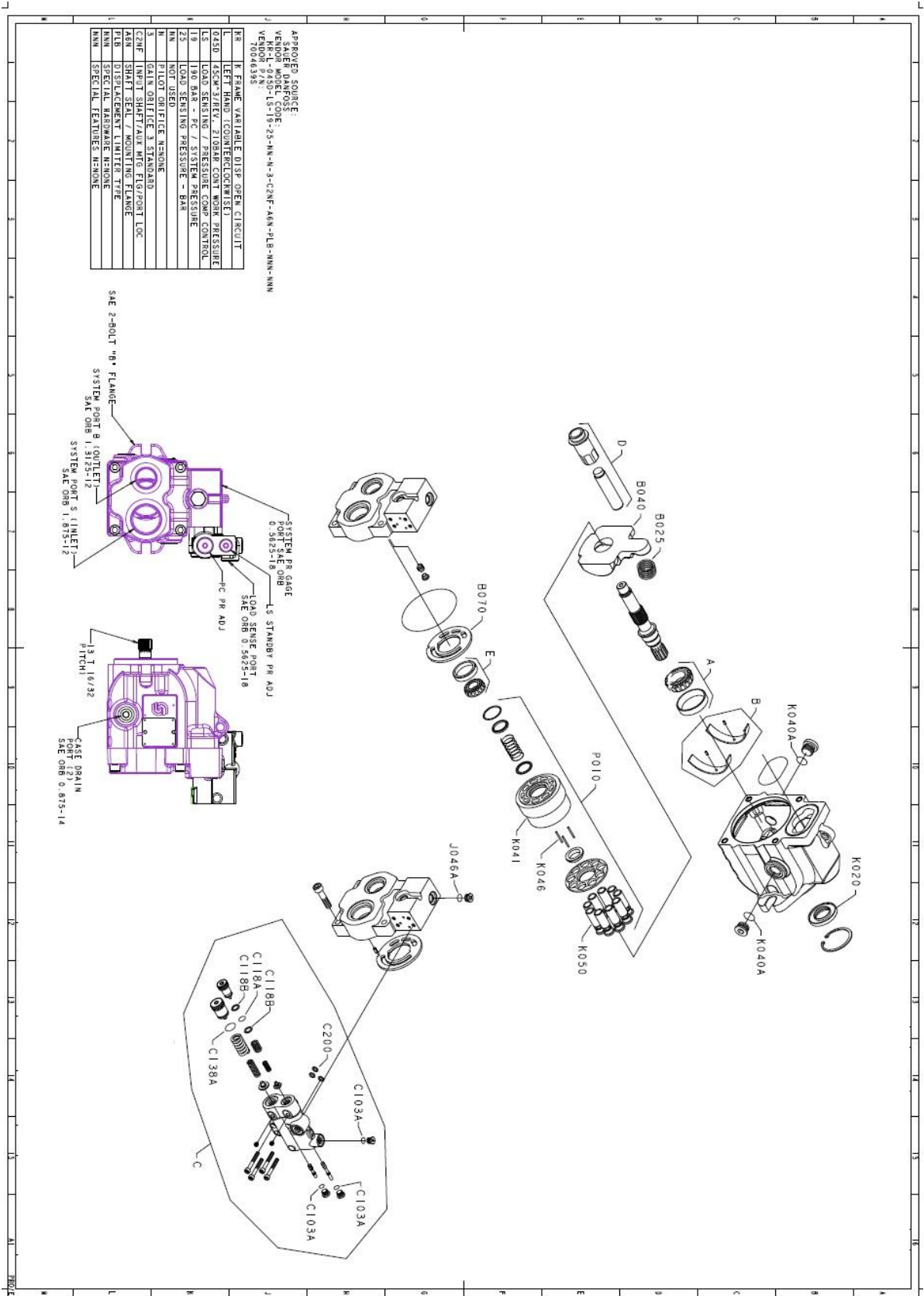
REIK, M. et al. **Hidráulica Básica: Treinamento Hidráulico** – Volume 1 princípios Básicos e Componentes da tecnologia dos Fluídos . Trad. de CHRISTIAN DUCH. Jundiaí: Rexroth Bosch Group, 2005.

SAUER DANFOSS. **Orbital Motors Type OMP, OMR, and OMH**. Disponível em <<http://files.danfoss.com/documents/52010262.pdf>>. Acesso em 06 oct.2014.

SHELL. **Shell Tellus S2M68**. Disponível em < [http://www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_Local_TDS_Brazil_Shell_Tellus_S2_M_68_\(pt-BR\)_TDS.pdf](http://www.epc.shell.com/Docs/GPCDOC_Local_TDS_Brazil_Shell_Tellus_S2_M_68_(pt-BR)_TDS.pdf)>. Acesso em 07 set. 2014.

SHIGLEY, Joseph E . **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7 ed., Porto Alegre: Bookman , 2005.

ANEXO A – DESENHO DA BOMBA HIDRÁULICA



ANEXO B – ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR HIDRÁULICO



Technical data for OMR with 25 mm and 1 in cylindrical shaft

Type		OMR 50	OMR 80	OMR 100	OMR 125	OMR 160	OMR 200	OMR 250	OMR 315	OMR 375	
Motor size		50	80	100	125	160	200	250	315	375	
Geometric displacement	cm ³ [inch]	51.6 [3.16]	80.3 [4.91]	99.8 [6.11]	125.7 [7.69]	159.6 [9.77]	199.8 [12.23]	249.3 [15.26]	315.7 [19.32]	372.6 [22.80]	
Max. speed	min ⁻¹	cont. 775	750	600	475	375	300	240	190	160	
	[rpm]	int. ¹⁾ 970	940	750	600	470	375	300	240	200	
Max. torque	N-m [lbf-in]	cont.	100 [890]	195 [1730]	240 [2120]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	
		int. ¹⁾	130 [1150]	220 [1960]	280 [2480]	340 [3010]	390 [3450]	390 [3450]	380 [3360]	420 [3720]	430 [3810]
		peak ²⁾	170 [1510]	270 [2390]	320 [2830]	370 [3280]	460 [4070]	560 [4960]	600 [5310]	610 [5400]	600 [5310]
Max. output	kW [hp]	cont.	7.0 [9.4]	12.5 [16.8]	13.0 [17.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.0 [8.1]	5.0 [6.7]	4.0 [5.4]
		int. ¹⁾	8.5 [11.4]	15.0 [20.1]	15.0 [20.1]	14.5 [19.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.5 [8.7]	6.0 [8.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140 [2030]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	130 [1890]	110 [1600]	80 [1160]	70 [1020]	55 [800]
		int. ¹⁾	175 [2540]	200 [2900]	200 [2900]	200 [2900]	175 [2540]	140 [2030]	110 [1600]	100 [1450]	85 [1230]
		peak ²⁾	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	200 [2900]	150 [2180]	130 [1890]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	40 [10.6]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	
		int. ¹⁾	50 [13.2]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]	10 [145]	10 [145]	10 [145]	9 [130]	7 [100]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	
Min starting torque	at max. press drop cont.	80 [710]	150 [1330]	200 [1770]	250 [2210]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]	
	at max. press.drop int. ¹⁾	100 [890]	170 [1510]	230 [2040]	280 [2480]	320 [2830]	330 [2920]	310 [2740]	350 [3100]	380 [3360]	

¹⁾ Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

²⁾ Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

Fonte: Sauer Danfoss, 2014.

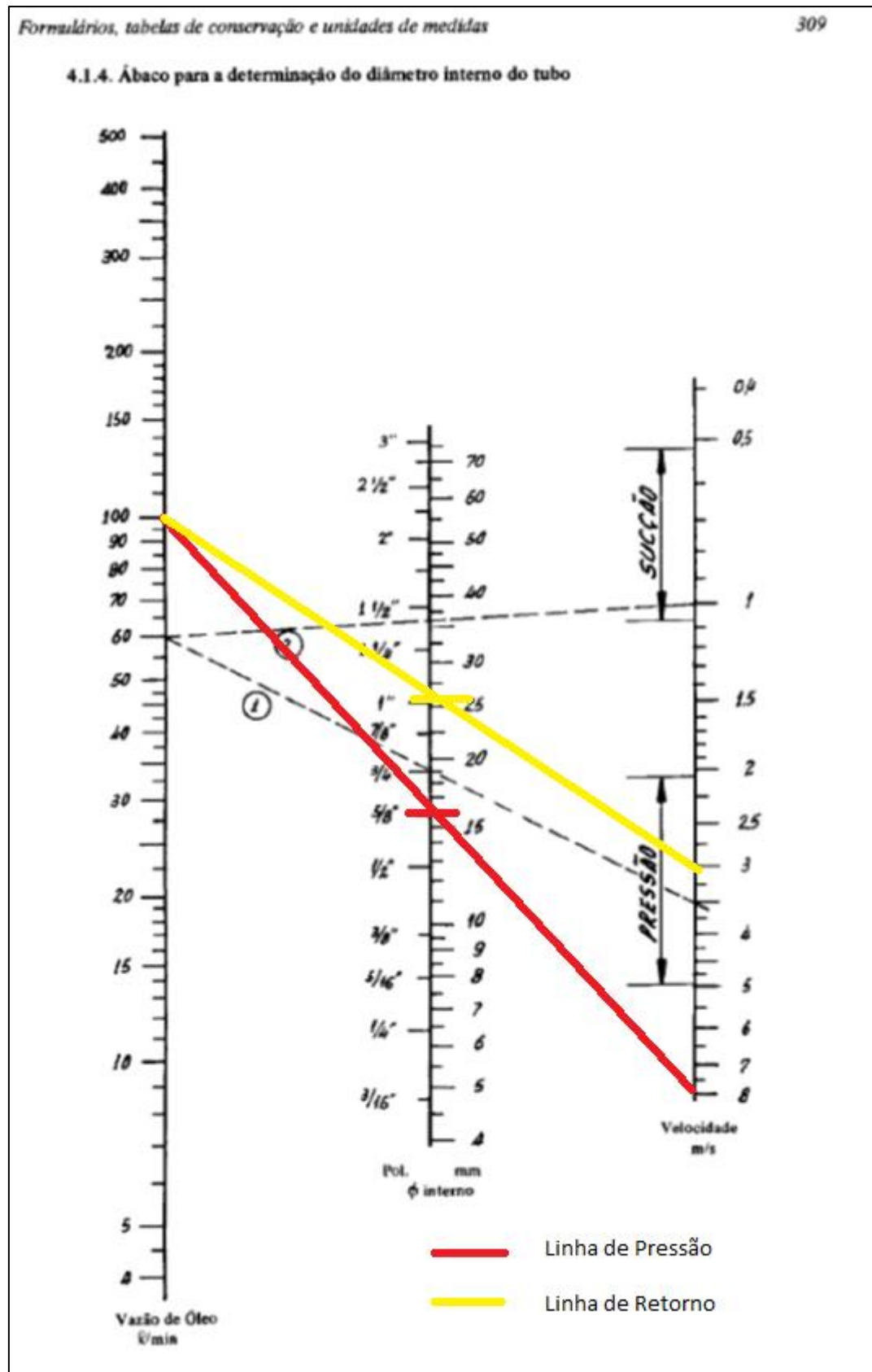
ANEXO C – ELETROVÁLVULA PWM HYDRAFORCE

Proportional Flow Control, Bypass, Normally Open

Flow	Model	Info. Page	STP Files
22 lpm / 6 gpm	PV08-31	2.380.1	PV08-31
76 lpm / 20 gpm	*HPV12-31	2.381.3	HPV12-31
114 lpm / 30 gpm	*HPV16-31	2.381.5	HPV16-31
30 lpm / 8 gpm	PV70-31	2.382.1	PV70-31
53 lpm / 14 gpm	PV72-31	2.384.1	PV72-31
79 lpm / 21 gpm	PV76-31A	2.386.1	PV76-31A

Fonte: Hydraforce (2014).

ANEXO D – ÁBACO PARA DIMENSIONAR DIÂMETRO INTERNO DE TUBO



Fonte: Adaptado de Palmieri, 1997.

ANEXO E – CATÁLOGO MANGUEIRAS PARKER

Hydraulic Hose: 451TC/ST

Constant Working Pressure: 3000 PSI

Catalog 4400 US

HYDRAULIC

451TC/ST, 451TC Twin Tough



Parker 451TC and 451ST hydraulic hoses are what to specify when abrasion resistance and ease of use are required. Plus, you can choose the cover that provides the abrasion resistance for your application.

- One-half SAE 100R1 minimum bend radius – flexible, easy to work with and install
- Specially engineered TC and ST covers prolong hose life and minimize downtime
- 3,000 psi constant working pressure in all sizes
- Exceeds SAE 100R17 specification



451TC Hydraulic – Tough Cover

SAE 100R17, J1942 / ISO 11237 - 1 TYPE R17 – Constant Working Pressure / USCG HF / ABS



451ST Hydraulic – Super Tough Cover

SAE 100R17 / ISO 11237 - 1 TYPE R17 – Constant Working Pressure



Application: Petroleum base hydraulic fluids and lubricating oils.
Inner Tube: Synthetic rubber.
Reinforcement: One or two braid steel wire (4-spiral for size -20).
Cover: Synthetic rubber abrasion resistant, MSHA accepted.
Temperature Range: -40°F to +212°F (-40°C to +100°C).
Fittings: 43 Series - pg. B-27.

# Part Number	Hose I.D.		Hose O.D.		Working Pressure		Minimum Bend Radius		Weight		Parkrimp 43 Series
	inch	mm	inch	mm	psi	MPa	inch	mm	lbs/ft	kg/m	
451TC/ST-4	1/4	6,3	0.52	13	3000	21,0	2	50	0.16	0,24	•
451TC/ST-6	3/8	10	0.68	17	3000	21,0	2-1/2	65	0.23	0,34	•
451TC/ST-8	1/2	12,5	0.80	20	3000	21,0	3-1/2	90	0.35	0,52	•
451TC/ST-10	5/8	16	0.94	24	3000	21,0	4	100	0.44	0,66	•
451TC/ST-12	3/4	19	1.10	28	3000	21,0	4-3/4	120	0.58	0,86	•
451TC/ST-16	1	25	1.40	35	3000	21,0	6	150	0.79	1,17	•
451TC/ST-20	1-1/4	31,5	1.85	47	3000	21,0	8-1/4	210	1.50	2,23	•

- See Section C for Parkrimp Assembly Instructions.
- Temperature Range of other media listed in Section E.

ANEXO F – ESPECIFICAÇÃO DO ÓLEO ISO VG 68

Especificações, Aprovações e Recomendações

- Denison Hydraulics (HF-0, HF-1, HF-2)
- Fives Cincinatti P-68 (ISO 32), P-70 (ISO 46), P-69 (ISO 68)
- Eaton Vickers (Brochure 694)
- Listado por Bosch Rexroth Ref 17421-001 e RD 220- 1/04.03
- ISO 11158 (fluidos HM)
- AFNOR NF-E 48-603
- ASTM 6158-05 (fluidos HM)
- DIN 51524 Parte 2 tipo HLP
- Swedish Standard SS 15 54 34 AM
- GB 111181-1-94 (fluidos HM)

Para uma listagem completa de recomendações de equipamentos, consulte o Shell Technical Help Desk local ou o fabricante do equipamento.

Compatibilidade e Miscibilidade

- Compatibilidade**
Shell Tellus S2 M é adequado para uso com a maioria das bombas hidráulicas. No entanto, consulte o seu Representante Shell antes de utilizar em bombas contendo componentes ou ligas de prata.
- Compatibilidade do Fluido**
Shell Tellus S2 M fluidos é compatível com a maioria dos outros óleos hidráulicos. No entanto, óleos hidráulicos minerais não devem ser misturados com outros tipos de fluidos (biodegradáveis ou resistentes ao fogo).
- Compatibilidade com Selos e Tintas**
Shell Tellus S2 M é compatível com materiais de vedação e tintas normalmente especificados para utilização com óleos minerais.

Características Típicas

Properties	Method	Tellus S2 M 68
Viscosidade ISO	ISO 3448	68
Tipo ISO do Fluido		HM
Viscosidade Cinemática	@0°C cSt	1040
Viscosidade Cinemática	@40°C cSt	68
Viscosidade Cinemática	@100°C cSt	8,6
Índice de Viscosidade	ISO 2909	97
Densidade	@15°C kg/l	0,886
Ponto de Fulgor (COC)	°C	235
Ponto de Fluides	°C	-24

- Todas as informações contidas nesse folheto baseiam-se em dados disponíveis na época de sua publicação. Reservamo-nos o direito de fazer modificações a qualquer momento, tanto no produto quanto na sua formulação, sem aviso prévio.

Saúde, Segurança e Meio Ambiente

Saúde, Segurança e Meio Ambiente

É improvável que Shell Tellus S2 M apresente qualquer risco significativo à saúde ou segurança quando utilizado apropriadamente, na aplicação recomendada e se bons hábitos de higiene pessoal são mantidos.

Evitar contato com a pele. Usar luvas impermeáveis para manuseio do óleo usado. Após contato com a pele, lavar imediatamente com água e sabão.

Orientações sobre Saúde e Segurança estão disponíveis na Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico, que pode ser obtida em <http://www.epc.shell.com/>.

Proteja o Meio Ambiente

Leve o óleo usado a um ponto de coleta autorizado. Não descarte em esgoto, solo ou água.

Informação adicional

Nota

Para mais informações, entre em contato com o Technical Help Desk, nosso Serviço Técnico Shell, através do telefone: (11) 2171-0440, ou pelo correio eletrônico fae@shell.com. Visite nosso site na internet www.shell.com.br.