Cálculo da potência dos motores para moendas de cana de açúcar

Prof. HUGO DE ALMEIDA LEME

e

Prof. JAYME ROCHA DE ALMEIDA

ÍNDICE

A determinação da potência dos motores destinados ao acionamento das moendas das usinas de açúcar é de relevante importância não sòmente para os fabricantes da maquinaria para as usinas, como para usineiros e tecnólogos.

Dentre os processos mais simples de se proceder êste cálculo, o proposto por LEHKI é pràticamente aplicável a qualquer moenda.

Nas fórmulas apresentadas pelo notável engenheiro dos Estabelecimentos Skoda, nas quais não se considera o fator quantidade de cana moida, a potência dos motores é determinada em função da pressão existente entre os cilindros, das dimensões dos cilindros e do número de rotações dos mesmos.

O cálculo, nêste caso, baseia-se no consumo total de energia requerida para vencer as resistências parciais, correspondentes ao :

a) trabalho de esmagamento da cana e consequente resistência do bagaço;
b) atrito nos mancais ou nos pontos de apôio dos cilindros;
c) atrito do bagaço na bagaceira e no cilindro superior ao passar da abertura de entrada para a de saida;
d) atrito nas engrenagens.

ESMAGAMENTO DA CANA

As moendas, em geral, são constituidas de três rolos horizontais (fig. 1), dispostos de tal modo que a união dos seus centros forma pràticamente um triângulo isóceles.

Os rolos recebem designações especiais de acôrdo com a sua colocação; assim, o primeiro inferior (fig. 1 — 0) denomina-se **alimentador, rola cana** ou **anterior** e o seu par (fig. 1 — 0_1) é conhecido por **rôlo de descarga, rola bagaço** ou **posterior**, e, o do plano superior(fig. 1 — 0_2) denomina-se **principal, superior** ou **maior.**

O esmagamento da cana ou do bagaço é, pois, realizado pela passagem do material entre os cilindros e, conseqüentemente, em dois pontos : um na entrada e outro à saida da moenda conforme indica a fig. 1 (e — e_1).

De acôrdo com o exposto, representando-se na fig. 1 os centros dos cilindros por 0 — 0_1 — 0_2 e unindo-os, obtêm-se o triângulo considerado como isóceles, 00_10_2

Desta forma, sendo ainda os eixos dos cilindros inferiores

Tabela para determinar as quantidades relativas de milho e farinha de carne 50-53% para completar uma proporção determinada de proteina em 100 partes de uma ração para aves

QUANTIDADE DE MILHO

Quantidade de farinha de carne de 50-53%	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	52	55	58	60	62	65	68	70	72	75	78	80	82	85	88	90
2	2.9	3.1	3.3	3.6	3.8	4.0	4.3	4.5	4.7	4.9	5.2	5.5	5.7	5.9	6.1	6.4	6.6	6.8	7.0	7.3	7.5	7.7	8.0	8.3	8.5	8.7	9.0	9.3	9.5
3	3.4	3.6	3.8	4.1	4.3	4.5	4.8	5.0	5.2	5.4	5.7	6.0	6.2	6.4	6.6	6.9	7.1	7.3	7.5	7.8	8.0	8.2	8.5	8.8	9.0	9.2	9.5	9.8	10.0
4	3.9	4.1	4.3	4.6	4.8	5.0	5.3	5.5	5.7	5.9	6.2	6.5	6.7	6.9	7.1	7.4	7.6	7.8	8.0	8.3	8.5	8.7	9.0	9.3	9.5	9.7	10.0	10.3	10.5
5	4.4	4.6	4.8	5.1	5.3	5.5	5.8	6.0	6.2	6.4	6.7	7.0	7.2	7.4	7.6	7.9	8.1	8.3	8.5	8.8	9.0	9.2	9.5	9.8	10.0	10.2	10.5	10.8	11.0
6	4.9	5.1	5.3	5.6	5.8	6.0	6.3	6.5	6.7	6.9	7.2	7.5	7.7	7.9	8.1	8.4	8.6	8.8	9.0	9.3	9.5	9.7	10.0	10.3	10.5	10.7	11.0	11.3	11.5
7	5.4	5.6	5.8	6.1	6.3	6.5	6.8	7.0	7.2	7.4	7.7	8.0	8.2	8.4	8.6	8.9	9.1	9.3	9.5	9.8	10.0	10.2	10.5	10.8	11.0	11.2	11.5	11.8	12.0
8	5.9	6.1	6.3	6.6	6.8	7.0	7.3	7.5	7.7	7.9	8.2	8.5	8.7	8.9	9.1	9.4	9.6	9.8	10.0	10.3	10.5	10.7	11.0	11.3	11.5	11.7	12.0	12.3	12.5
9	6.4	6.6	6.8	7.1	7.3	7.5	7.8	8.0	8.2	8.4	8.7	9.0	9.2	9.4	9.6	9.9	10.1	10.3	10.5	10.8	11.0	11.2	11.5	11.8	12.0	12.2	12.5	12.8	13.0
10	6.9	7.1	7.3	7.6	7.8	8.0	8.3	8.5	8.7	8.9	9.2	9.5	9.7	9.9	10.1	10.4	10.6	10.8	11.0	11.3	11.5	11.7	12.0	12.3	12.5	12.7	13.0	13.0	13.5
11	7.4	7.6	7.8	8.1	8.3	8.5	8.8	9.0	9.2	9.4	9.7	10.0	10.2	10.4	10.6	10.9	11.1	11.3	11.5	11.8	12.0	12.2	12.5	12.8	13.0	13.2	13.5	13.8	14.0
12	7.9	8.1	8.3	8.6	8.8	9.0	9.3	9.5	9.7	9.9	10.2	10.5	10.7	10.9	11.1	11.4	11.6	11.8	12.0	12.3	12.5	12.7	13.0	13.3	13.5	13.7	14.0	14.3	14.5
13	8.4	8.6	8.8	9.1	9.3	9.5	9.8	10.0	10.2	10.4	10.7	11.0	11.2	11.4	11.6	11.9	12.1	12.3	12.5	12.8	13.0	13.2	13.5	13.8	14.0	14.2	14.5	14.8	
14	8.9	9.1	9.3	9.6	9.8	10.0	10.3	10.5	10.7	10.9	11.2	11.5	11.7	11.9	12.1	12.4	12.6	12.8	13.0	13.3	13.5	13.7	14.0	14.3	14.5	14.7	15.0		
15	9.4	9.6	9.8	10.1	10.3	10.5	10.8	11.0	11.2	11.4	11.7	12.0	12.2	12.4	12.6	12.9	13.1	13.3	13.5	13.8	14.0	14.2	14.5	14.8	15.0	15.2	15.5		
16	9.9	10.1	10.3	10.6	10.8	11.0	11.3	11.5	11.7	11.9	12.2	12.5	12.7	12.9	13.1	13.4	13.6	13.8	14.0	14.3	14.5	14.7	15.0	15.3	15.5	15.7	16.0		
17	10.4	10.6	10.8	11.1	11.3	11.5	11.8	12.0	12.2	12.4	12.7	13.0	13.2	13.4	13.6	13.9	14.1	14.3	14.5	14.8	15.0	15.2	15.5	15.8	16.0	16.2			
18	10.9	11.1	11.3	11.6	11.8	12.0	12.3	12.5	12.7	12.9	13.2	13.5	13.7	13.9	14.1	14.4	14.6	14.8	15.0	15.3	15.5	15.7	16.0	16,3	16.5	16.7			
19	11.4	11.6	11.8	12.1	12.3	12.5	12.8	13.0	13.2	13.4	13.7	14.0	14.2	14.4	14.6	14.9	15.1	15.3	15.5	15.8	16.0	16.2	16.5	16.8	17.0	17.2			
20	11.9	12.1	12.3	12.6	12.8	13.0	13.3	13.5	13.7	13.9	14.2	14.5	14.7	14.9	15.1	15.4	15.6	15.8	16.0	16.3	16.5	16.7	17.0	17.3	17.5				
21	12.4	12.6	12.8	13.1	13.3	13.5	13.8	14.0	14.2	14.4	14.7	15.0	15.2	15.4	15.6	15.9	16.1	16.3	16.5	16.8	17.0	17.2	17.5	17.8	18.0				
22	12.9	13.1	13.3	13.6	13.8	14.0	14.3	14.5	14.7	14.9	15.2	15.5	15.7	15.9	16.1	16.4	16.6	16.8	17.0	17.3	17.5	17.7	18.0	18.3	18.5				
23	13.4	13.6	13.8	14.1	14.3	14.5	14.8	15.0	15.2	15.4	15.7	16.0	16.2	16.4	16.6	16.9	17.1	17.3	17.5	17.8	18.0	18.2	18.5	18.8					
24	13.9	14.1	14.3	14.6	14.8	15,0	15.3	15.5	15.7	15.9	16.2	16.5	16.7	16.9	17.1	17.4	17.6	17.8	18.0	18.3	18.5	18.7	19.0	19.3					
25	14.4	14.6	14.8	15.1	15.5	15.5	15.8	16.0	16.2	16.4	16.7	17.0	17.2	17.4	17.6	17.9	18.1	18.3	18.5	18.8	19.0	19.2	19.5						

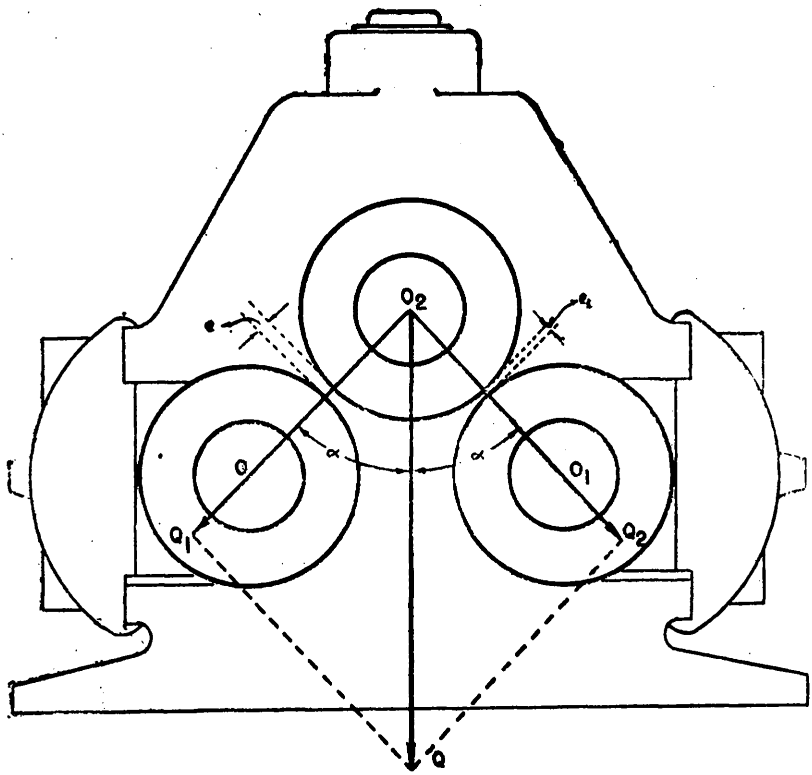

Fig 1

paralelos ao do cilindro superior, a perpendicular baseada verticalmente do centro do cilindro superior divide o ângulo O_1OO_2 do triângulo em dois ângulos considerados iguais. Cada um dêsses ângulos é, na maioria das moendas, igual a 37.º.

Feitos os esclarecimentos preliminares, passemos agora à determinação do valor da pressão hidráulica nos cilindros e, em seqüência ao cálculo da potência exigida para o esmagamento da cana.

CALCULO DA PRESSAO HIDRAULICA

Para o esmagamento da cana, é exercida uma pressão **Q** (fig. 1) sôbre o cilindro superior. Esta, por sua vez decompõe-se em duas outras, a saber :

Q_1 — aplicada no cilindro rola cana ou de alimentação;
Q_2 — aplicada no cilindro rola bagaço ou de descarga.

Acresce anotar que a carga **Q**, aplicada verticalmente sôbre os dois mancais do cilindro superior, é constante e isto devido à ação dos reguladores de pressão (reguladores hidráulicos, aerohidráulicos, de molas ou de cunhas).

No cálculo da carga ou pressão hidráulica, admite-se que a pressão especifica não excede de 110 kg/cm2 quando a relação entre o comprimento e o diâmetro do munhão ou moente dos cilindros é de **5 : 4**.

Para a determinação da carga **Q1**, representando-se na **fig. 2**

s = a projeção da superfície lateral do munhão em cm2;
p = a pressão específica, 110 kg/cm2,

conclui-se fàcilmente que a carga é igual à soma das pressões existentes nos dois munhões, ou melhor :

$$Q = p \times 2s \quad \text{ou}$$
$$Q = 110 \times 2s - 10, \quad (1)$$

aplicando-se o fator 10 em conseqüência da diminuição da carga hidráulica. É um fator constante.

O diâmetro **d** dos munhões é, por construção, igual à metade do diâmetro **D** dos cilindros, e comprimento **l**, cêrca de 5/4 do se diâmetro **d**.

Analiticamente :

$$d = \frac{D}{2} \qquad l = \frac{5}{4} d$$

O que resulta :

$$l = \frac{5}{4} d = \frac{5}{4} \times \frac{D}{2} = \frac{5}{8} D$$

Logo a superfície de projeção de cada munhão será :

$$s = l \times d = \frac{5}{8} D \times \frac{D}{2} = \frac{5}{16} D^2$$

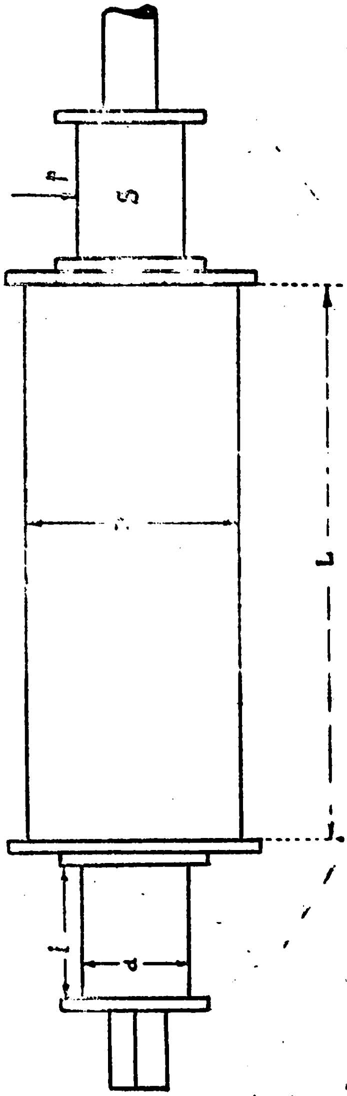

Fig. 2

Substituindo-se na equação (1), s pelo valor deduzido, advém :

$$Q = 110 \times 2 \times s - 10 = 110 \times 2 \times \frac{5}{16} D^2 - 10$$

Portanto :

$$Q = \frac{550}{8} D^2 - 10 = 68{,}75\ D^2 - 10$$

$$Q = 68{,}75\ D^2 - 10 \qquad (2)$$

Fica assim determinado o valor de Q.

Como porém a pressão específica é geralmente dada em toneladas por m^2, reduzindo-se a esta unidade, observa-se :

$1 m^2 = 10.000\ cm^2 \qquad 110\ kg/cm^2 = 1.100.000\ kg/m^2$

E como uma tonelada = 1.000 kg., resulta :

$$1.100.000\ kg/m^2 = 1.100\ t/m^2$$

Por conseguinte, substituindo na equação (1)

$$Q = 1100 \times 2 \times s - 10 \quad \text{ou}$$

$$Q = 1100 \times 2 \times \frac{5}{16} D^2 - 10$$

obtém-se :

$$Q = 687{,}5\ D^2 - 10 \ (3)$$

As equações (2) e (3) são aplicáveis, como foi deduzido, em moendas cujos cilindros guardam a relação L = 2D, ou mesmo ainda, naquelas em que o comprimento fôr ainda pouco maior.

Entretanto, quando se trata de moendas pequenas, nas quais o comprimento do cilindro, por motivos quaisquer, é menor do que 2D, deve-se diminuir o valor da carga, multiplicando-se a equação anterior pela relação existente L : 2D (neste caso sempre inferior à unidade).

Obtém-se então outra equação para o valor da carga Q, dada em toneladas por metro quadrado :

$$Q = (687{,}5\ D^2 - 10) \frac{L}{2D} \qquad (4)$$

Determinado o valor de Q, é fácil agora deduzir os valores das componentes Q_1 e Q_2

Para tal fim, considera-se para a dedução a carga hidráulica Q distribuida igualmente nos dois cilindros inferiores. E assim sendo a expressão analítica do valor de Q, em função de Q_1 e Q_2 como resultante é:

$$Q^2 = Q_1^2 + Q_2^2 + 2\ Q_1Q_2 \cos Q_10Q_2$$

e como: $Q_10Q_2 = 2\,a$ e $Q_1 \cong Q_2$, resulta:

$$Q^2 = Q_1^2 + Q^2{}_1 + 2Q_1Q_1 \cos 2\,a \qquad \text{ou}$$

$$Q^2 = Q_2^2 + Q_2^2 + 2Q_2Q_2 \cos 2\,a$$

portanto:

$$Q^2 = 2Q_1^2\ (1 + \cos 2\ a)$$

e sendo:

$$1 + \cos 2\ a = 2 \cos^2 a,$$ substituindo, advém:

$$Q^2 = 2Q_1^2 \text{ x } 2 \cos^2 a = 4\ Q_1^2 \cos^2 a \qquad \text{ou}$$

$$Q = 2\ Q_1 \cos a \qquad \text{e}$$

$$Q_1 = \frac{Q}{2 \cos a} \qquad (5)$$

assim como:

$$Q_2 = \frac{Q}{2 \cos a}$$

disto infere-se que

$$Q_1 + Q_2 = \frac{Q}{\cos a} \qquad \textbf{(6)}$$

Na prática, entretanto, não se observa distribuição igual de pressão nas duas aberturas. De fato, o cilindro anterior trabalha com menor carga em virtude de sua função ser mais de alimentação, enquanto que o cilindro posterior recebe maior carga em conseqüência de ser sua função especialmente destinada a executar máximo esmagamento.

Naturalmente essas diferenças de carga estão também na dependência das características da cana que passa pela abertura de alimentação e de descarga.

Como a abertura de alimentação destina-se a alimentar a moenda, compreende-se que para vencer a resistência natural que a cana ou o bagaço oferece ao penetrar entre os cilindros e deslisar pela bagaceira, e, ainda para exercer trabalho inicial de pré-esmagamento, é necessário aumentar a abertura de entrada ou o espaço livre entre os cilindros superior e rola cana. Só assim a tração da cana ou do bagaço é fàcilmente realizada.

Do que foi referido, conclui-se : há uma diminuição de carga na abertura de alimentação.

Ao contrário, sendo entre os cilindros superior e rola bagaço que a cana ou o bagaço sofre efetivamente o esmagamento é imprescindível diminuir aí a distância. Nesse ponto verifica-se aumento de carga.

Em outras palavras, Q_2 é maior do que Q_1.

A carga total Q sôbre os cilindros inferiores é pràticamente independente dos fatores acima mencionados, pois a tôda diminuição de Q_1 corresponde um aumento proporcional de Q_2 ou ainda, a soma das cargas distribuidas sôbre os cilindros inferiores é constante, isto é :

$$Q_1 + Q_2 = \frac{Q}{\cos \alpha}$$

Entretanto, para melhores esclarecimentos, vamos admitir o caso extremo, em que o espaço livre entre os cilindro superior e o de alimentação seja ajustado de forma que a carga total Q torne-se igual a Q_1 Nestas condições o cilindro rola bagaço desloca-se com o aumento da componente Q_1 como infere-se da fig. 3.

Em consequência desta variação, a carga Q não passa mais pelo ponto primitivo, desvia-se até o ponto A', o qual forma com a vertical 0_2A (fig. 3) um ângulo β.

Com o deslocamento, Q passa a ser Q', advindo disto a componente horizontal N.

Quanto maior fôr a diferença entre as fôrças Q_1 e Q_2 tanto maior será o ângulo β o mesmo se dando com a sua tangente; na mesma proporção aumentará também a componente ho-

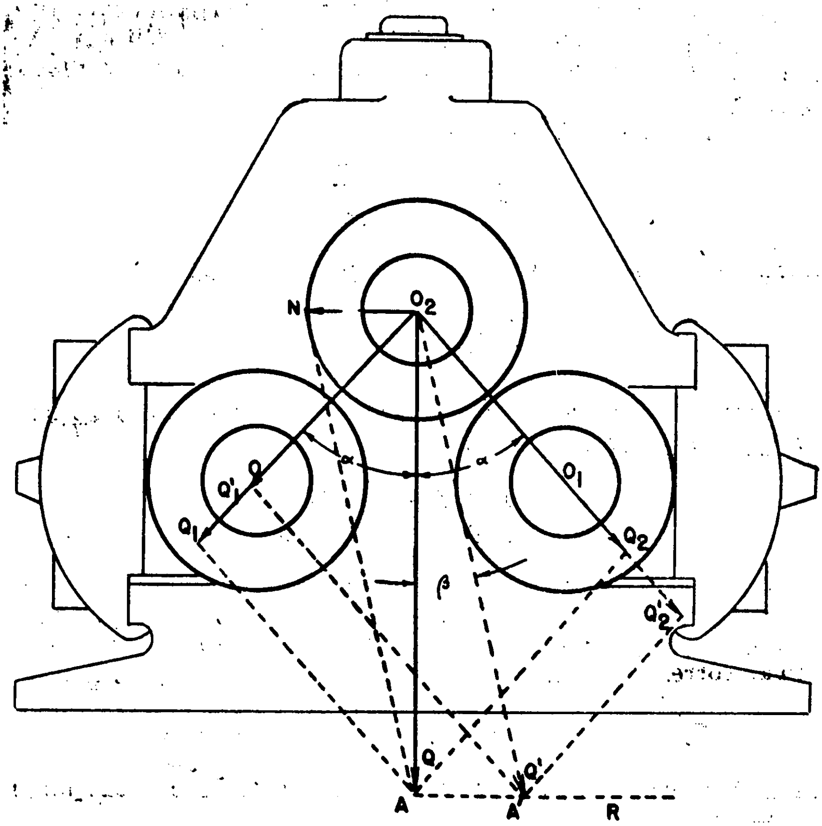

Fig. 3

rizontal N (AA' ou 0_2N) Efetivamente, no triângulo retângulo $0_2AA'$ (fig. 3).

$$N = Q \operatorname{tg} \beta,$$

donde N será tanto maior qnanto maior for β. (Q = constante).

Como a componente N tem influência nociva sôbre a regularização da carga hidráulica, é conveniente que a diferença entre as fôrças Q_1 e Q_2 esteja dentro de determinado limite.

Sendo impossível evitar a variação das fôrças, o que quer dizer, reduzir o ângulo β a 0°, limita-se a reduzir a sua variação até 15.°, sòmente permitindo maior valor em casos especiais.

Para evidenciar o que foi mencionado ou a influência prejudicial da componente horizontal N, a qual recai sôbre o rendimento da moenda, é suficiente examinar o caso em que a carga $Q_2 = 0$.

Nestas condições, resulta.

$$Q_1 = \frac{Q}{\cos \alpha}$$

ainda como o ângulo $\alpha = \beta$, a componente N será :

$$N = Q \operatorname{tg} \beta \qquad \text{ou}$$
$$N = Q \operatorname{tg} \alpha$$

Porém, como nas condições normais, o ângulo α é aproximadamente igual a 37.º, resulta :

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 37.^{o} = 0{,}75 \qquad \text{e}$$
$$N = Q \operatorname{tg} 37.^{o} = 0{,}75\ Q.$$

Essa componente horizontal é aplicada na parede vertical do castelo, guia dos mancais do cilindro superior, como fôrça compressiva. Da ação da pressão advém, então, uma fôrça vertical correspondente à resistência do atrito, cujo valor é :

$$F_a = \mu\ N = \mu \times 0{,}75 \times Q = 0{,}75\ \mu\ Q$$

onde μ é o coeficiente de atrito entre o moente e o casquilho do mancal.

Considerando-se o coeficiente de atrito igual a 0,16, o valor da fôrça F_a atinge a 12% da carga, pois,

$$F_a = 0{,}75 \times \mu \times Q = 0{,}75 \times 0{,}16 \times Q$$
$$F_a = 0{,}12\ Q \qquad \text{ou } 12\%Q.$$

Sendo $Q = 600$ toneladas, F_a é igual a

$$F_a = 0{,}12 \times 600 = 72 \text{ toneladas,}$$

o que representa uma fôrça considerável.

Como para o equilíbrio de F_a é necessário uma fôrça diretamente oposta a do atrito, disto surge grave inconveniente; um aumento de 72 toneladas na carga hidráulica.

Por êste motivo a pressão sôbre o bagaço, entre o cilindro superior e o rola bagaço, passa a ser :

$$Q_2 = \frac{Q + 72}{\cos \alpha} = \frac{600 + 72}{\cos 37^\circ} = \frac{672}{0{,}8} = 840 \text{ toneladas}$$

Em consequência, o cilindro superior levantado pela pressão de 840 toneladas, resultante do acúmulo de bagaço, deixa com o cilindro posterior um espaço livre para permitir a passagem do bagaço, ou melhor, a descarga.

À medida que a moenda vai sendo descarregada, a espessura da camada vai diminuindo até atingir a espessura normal. Afim de estabelecer o equilíbrio, o cilindro superior desce à posição anterior para continuar a manter a pressão constante sôbre o bagaço, embora sua espessura tenha sido reduzida. Para tanto, é necessário que, ao par da diminuição da espessura do bagaço, diminua também a resistência ao mínimo, até tornar-se equivalente à carga **Q**, menos a resistência ocasionada pela componente horizontal, a qual sabemos ser 72 toneladas. O cilindro rola bagaço fica então submetido à pressão de:

$$\frac{Q - 72}{\cos \alpha} = \frac{600 - 72}{\cos 37^\circ} = \frac{528}{0{,}8} = 660 \text{ toneladas.}$$

Em resumo, durante a moagem a pressão entre o cilindro superior e o posterior oscila periòdicamente entre o máximo de 840 toneladas e um mínimo de 660 toneladas, quando a pressão hidráulica **Q** é de 600 toneladas.

O exemplo citado evidencia que o trabalho da moenda é muito irregular, o que aliás influi na diminuição da extração. Confirmando o que foi descrito, nota-se que os pêsos do acumulador da pressão hidráulica sobem e descem bruscamente em pequenos intervalos, passando ràpidamente da posição superior à posição inferior, após pequeno estacionamento.

Extração reduzida, pequena capacidade de moagem e aquecimento dos mancais das moendas são as consequencias imediatas dessa irregularidade. Na prática o fabricante de moendas procura corrigir, ou melhor, remediar êste inconveniente, alterando com frequência o valor da pressão hidráulica, o que embora prejudique a extração corrige os outros fatores.

A variação da carga dentro de limites tão grandes é observado com mais frequencia nas pequenas moendas, motivo porque merece ser examinada com atenção.

Afim de neutralizar a componente horizontal **Q'**, a qual dá origem a resistência F_a nas guias dos mancais do cilindro, superior, a direção da carga **Q**, ou melhor, da pressão hidráulica precisa sofrer desvio na direção da resistência **OA'**. É justamente isso, o que se observa atualmente nas moendas de **castelo inclinado** (fig. 4), onde o ponto de aplicação da pressão hidráulica está situado fora da vertical do centro do cilindro superior. O deslocamento do cilindro, de conformidade com a camada de bagaço que passa pela moenda, conserva a carga sôbre os munhões dentro de limites razoáveis.

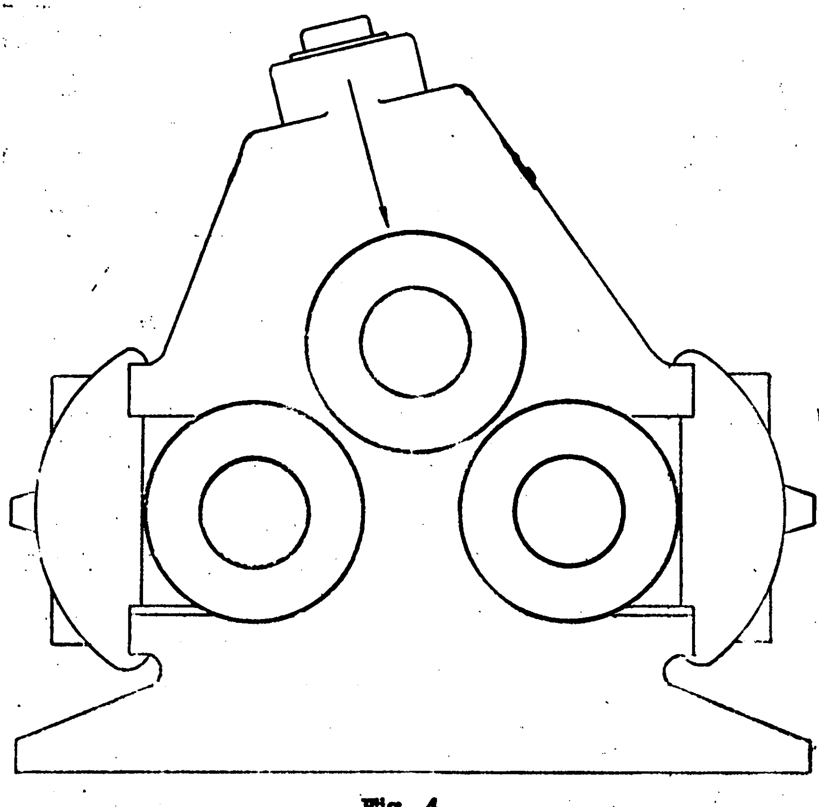

Fig. 4

Determinado valor da carga Q_1 pode-se agora deduzir a equação fundamental para o cálculo da potência exigida para a moagem da cana ou do bagaço.

Com o simples exame do funcionamento da moenda, infere-se que a fôrça necessária para o esmagamento é igual ao produto da pressão pelo coeficiente de atrito da cana ou bagaço com o cilindro, ou

$$F = \frac{Q}{\varepsilon \cos\alpha}$$

E como a potência mecânica é o produto da fôrça pela velocidade, advém :

$$75\ P'_1 = F.v$$

onde P'_1 é a potência em c.v., e **v** a velocidade em m/seg., uma vez que **F** seja dado em kg.

Substituindo-se **v** nesta fórmula pelo seu valor $\frac{\pi\ Dn}{60}$, na qual **D** é o diâmetro do cilindro em m., **n** o número de rotações por minuto, α por 37.º e reduzindo-se a carga hidráulica em kg, resulta:

$$75\ P'_1 = \frac{1.000 \times Q}{\cos\alpha} \times \varepsilon \times \frac{\pi\ Dn}{60} \quad \text{ou}$$

$$P'_1 = \frac{1.000 \times Q \times \varepsilon \times \pi \times D \times n}{60 \times 75 \times \cos 37^\circ} =$$

$$= \frac{1.000 \times 3{,}1416 \times \varepsilon \times Q \times D \times n}{60 \times 75 \times 0{,}8}$$

$$P'_1 = 0{,}872 \times Q \times \varepsilon \times D \times n \qquad (7)$$

As experiências demonstram que o coeficiente ε é aproximadamente igual a

$$\varepsilon = 0{,}094 \times D^{\frac{1}{2}}$$

em cuja equação **D** é o diâmetro do cilindro, tomado na unidade metro.

O coeficiente ε decresce da primeira à última moenda, o que significa, quanto mais fino fôr o bagaço, ou melhor preparada a cana estiver na moagem, tanto menor será o coeficiente ε . Por esta razão é necessário determinar o valor dêsse coeficiente para cada moenda, o que se faz, multiplicando pelo fator constante 0,97 o valor de ε da moenda precedente, ou melhor :

a — para a 1.a moenda $\varepsilon_1 = \varepsilon$

b — para a 2.a moenda $\varepsilon_2 = 0.97 \times \varepsilon$

c — para a 3.a moenda $\varepsilon_3 = 0{,}97 \times \varepsilon \times 0{,}97 = 0{,}97^2 \times \varepsilon$

d — para a 4.a moenda $\varepsilon_4 = 0{,}97^2 \times \varepsilon \times 0{,}97 = 0{,}97^3 \times \varepsilon$

....

....

....

n — para n moenda $\varepsilon_n = 0{,}97^{n-1} \times \varepsilon$

Porém, em regra geral a pressão hidráulica é aumentada em escala crescente da primeira à última moenda e, dêste modo, a influência na mudança do coeficiente, fica então perfeitamente compensada, podendo-se pois desprezar a redução dêsse valor para as diferentes unidades e empregar indistintamente para qualquer delas o fator constante :

$$\varepsilon = 0{,}094 \times D^{\frac{1}{2}}$$

Aplicando-se o valor deduzido de ε na equação (7), obtém-se como potência necessária para moagem da cana, ou seja, a exigida para vencer a resistência do esmagamento, a seguinte expressão :

$$P'_1 = 0{,}872 \times 0{,}094 \times D^{\frac{1}{2}} \times Q \times D \times n$$

ou finalmente

$$P'_1 = 0{,}082 \times Q \times D^{\frac{3}{2}} \times n \qquad (8)$$

ATRITO NOS MANCAIS DOS CILINDROS

Apoiando os cilindros em seus mancais, êles exercem sôbre os mesmos a pressão a que são submetidos. Assim sendo, resulta disto uma resistência passiva que deverá ser vencida pela potência motora. Esta resistência passiva é determinada como no caso geral de atrito, multiplicando-se a carga total pelo coeficiente de atrito dos moentes no casquilho, portanto :

$$F_1 = \mu_1 \, Q_t \qquad (9)$$

sendo F_1 a fôrça de atrito dada em kg., μ_1 o coeficiente de a-atrito e Q_t a carga total dada em kg.

A carga total vem a ser a soma da carga nos cilindros inferiores e no superior, ou seja igual :

à carga nos mancais do cilindro superior $= Q$

à carga nos mancais dos cilindros inferiores $Q'' = Q_1 + Q_2$ ou

$$Q'' = \frac{Q}{2 \cos\alpha} + \frac{Q}{2 \cos\alpha} = \frac{Q}{\cos\alpha}$$

portanto,

$$Q_t = Q + \frac{Q}{\cos\alpha}$$

Como $\cos\alpha = 0{,}8$, resulta

$$Q_t = Q + \frac{Q}{0{,}8} = Q + 1{,}25\,Q = 2{,}25\,Q$$

(Q é dado em toneladas).

Substituindo na equação o valor Q_t

$$F_1 = \mu_1 \times 2{,}25 \times Q = 2{,}25 \times \mu_1 \times Q$$

ou em kg.

$$F_1 = 1.000 \times 2{,}25 \times \mu_1 \times Q$$
$$F_1 = 2.250 \times \mu_1 \times Q$$

Do produto da fôrça pela velocidade resulta a potência, ou

$$75 \, P'_2 = F_1 \times v_1 \eta$$

Como v_1 é a velocidade linear do moente do cilindro, tem-se

$$v_1 = \frac{\pi d n}{60}$$

onde **d**, diâmetro do moente como vimos, tem por valor $d = \frac{D}{2}$;

por conseguinte

$$v_1 = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 2}$$

logo

$$75\ P'_2 = 2.250 \times \mu_1 \times Q \times \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 2} \quad \text{ou}$$

$$P'_2 = \frac{2.250 \times \mu_1 \times \pi\ Q \times D \times n}{75 \times 60 \times 2}$$

Como o valor de μ_1 é aproximadamente igual a $\frac{1}{15}$, substindo-o:

$$P'_2 = \frac{2.250 \times 3{,}1416 \times 1 \times Q \times D \times n}{75 \times 60 \times 2 \times 15}$$

e simplificando, conclui-se, finalmente, que

$$P'_2 = 0{,}0523 \times D \times n \times Q \qquad (10)$$

na qual

P'_2 = potência requerida em c.v.;

D = diâmetro do cilindro em m.;

n = número de rotações por minuto do cilindro;

Q = carga hidráulica em toneladas.

ATRITO NA BAGACEIRA

A bagaceira, dada a importantíssima função que desempenha no conjunto da moenda, deve ser desenhada, construida e ajustada com o máximo esmêro.

As peças da bagaceira precisam ser suficientemente sólidas para resistirem a carga máxima resultante da compressão do bagaço. Além disso, afim de que possam suportar ainda maiores pressões, as quais são ocasionadas pela passagem de corpos estranhos pela moenda — acidente comum nas usinas desprovidas de aparelhos magnéticos — é imprescindível darse ao pedestal e à lâmina maior coeficiente de segurança.

A posição da bagaceira em relação ao cilindro superior é normalmente localizada, de modo a funcionar como um plano inclinado, permitindo o deslisamento do bagaço da abertura de entrada para a de saída. É por isso que a distância da bagaceira ao cilindro superior é maior na abertura de descarga. Daí a importância da forma e da curvatura da lâmina da bagaceira.

Para o perfeito trabalho de moagem, a distância da lâmina da bagaceira ao cilindro superior diminui da primiera à última moenda.

Observadas estas considerações, note-se então, para o cálculo da potência que :

durante a passagem do bagaço entre os cilindros produz-se atrito entre a superfície do cilindro superior e a da bagaceira e, na prática o valor do coeficiente dêsse atrito é $\mu_2 = 0{,}4$;

a pressão do bagaço na superfície da bagaceira é aproximadamente de 3 kg/cm²;

finalmente, a superfície da bagaceira é proporcional ao tamanho da moenda e pode ser determinada em relação à projeção do cilindro.

Desta forma S_2 é igual a largura a_1 da bagaceira, que corresponde a 0,4D (diâmetro do cilindro), multiplicada pelo comprimento **L**, igual ao do cilindro, ou

$$S = a_1 \times L$$

$$S = 0{,}4 \times D \times L$$

dado em m² e, como

$$1m^2 = 10.000 \ cm^2$$

$$S = 0{,}4 \times D \times L \times 10.000$$

$$S = 4.000 \times D \times L \ cm^2$$

Resulta então, que a fôrça exigida para a passagem do bagaço entre a bagaceira e o cilindro superior é igual a pressão multiplicada pelo coeficiente de atrito, ou em expressão algébrica

$$F_2 = \mu_2 \times S \times p$$

p = pressão por unidade de superfície = 3 kg/cm²

Substituindo-se os valores na equação deduzida :

$$F_2 = 0{,}4 \times 4.000 \times D \times L \times 3 \quad \text{ou}$$

$$F_2 = 4.800 \times D \times L$$

dado em kg.

E como já foi mencionado, a potência sendo o produto da fôrça pela velocidade, advém :

$$75\ P'_3 = F_2 \times v$$

mas

$$v = \frac{\pi \times D \times n}{60}$$

D = diâmetro do cilindro

n = n.r. por minuto do cilindro.

Substituindo os valores :

$$P'_3 = \frac{F_2 \times v}{75} = \frac{4.800 \times D \times L \times 3{,}1416 \times D \times n}{75 \times 60}$$

$$P'_3 = 3{,}35 \times D^2 \times L \times n \qquad (11)$$

Nesta equação final, P'_3 é obtido em c.v.; **D** é dado em metros; **L** o comprimento também em metros; **n** é o número de rotaçõs por minuto da moenda.

ATRITO NAS ENGRENAGENS

Quando se faz a transmissão por meio de engrenagens ou outro qualquer órgão, parte da potência transmitida é absorvida pelas resistências passivas, e, no caso de engrenagens, em consequência da pressão entre os dentes nasce o atrito.

Portanto para o cálculo do rendimento das engrenagens deve-se determinar o atrito resultante da ação da pressão F_3 (fig. 5), a qual atua na direção **t**.

Exercendo-se a fôrça F_3, na direção **t** decompõe-se esta força em F''_3 tangente dos perfís dos dentes e F'_3, perpendicular aos mesmos perfís.

Traçando-se agora as normas à linha **t**, dos pontos O_1 e O_2 obtém-se os triângulos $O_1 AB$ e $O_2 AB'$ que por suas semelhanças, permite escrever :

$$\frac{O_1B}{O_2B'} = \frac{O_1A}{O_2A}$$

Dividindo-se e multiplicando-se o primeiro membro da quação por F_3, resulta :

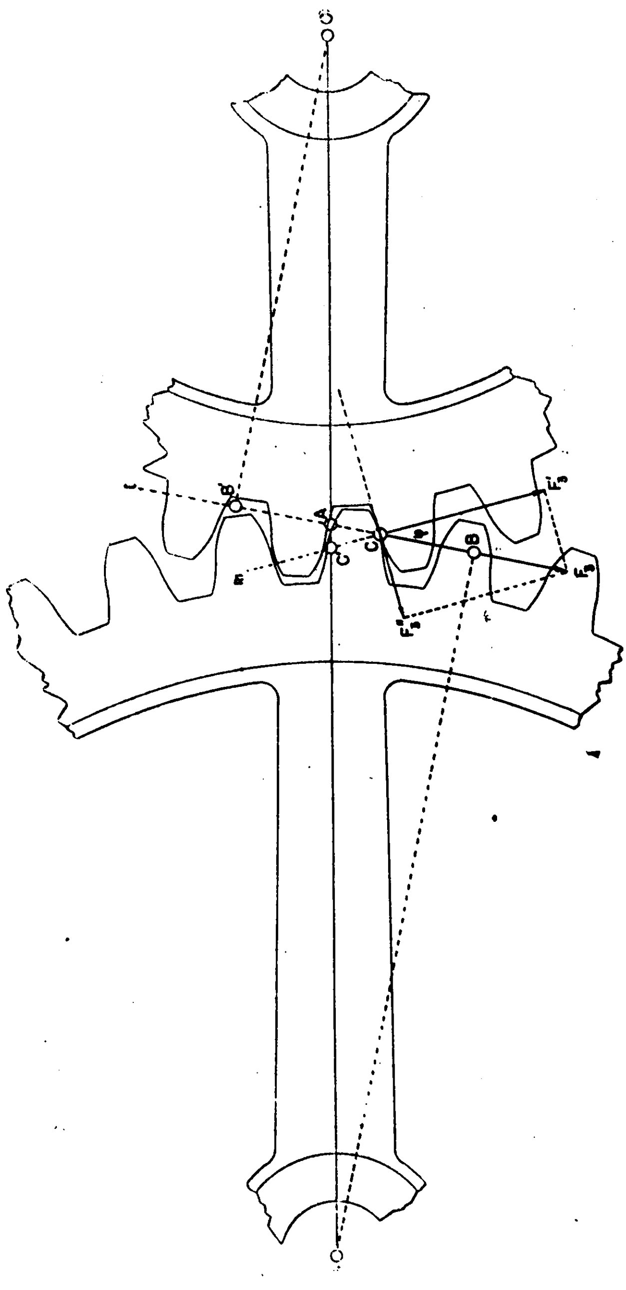

Fig. 5

$$\frac{F_3 \times 0_1B}{F_3 \times 0_2B'} = \frac{0_1A}{0_2A} \quad (12)$$

Nesta equação,

$$0_1A = 0_1C' + AC' \quad \text{e} \quad 0_2A = 0_2C' - l$$

Sendo por construção dos dentes,

$0_1C'$ = raio primitivo da roda = r_1

$0_2C'$ = raio primitivo do pinhão = r_2

infere-se que

$$0_1A = r_1 + AC' \quad \text{e} \quad 0_2A = r_2 - AC'$$

Substituindc na equação (12) resulta :

$$\frac{F_3 \times 0_1B}{F_3 \times 0_2B'} = \frac{r_1 + AC'}{r_2 - AC'}$$

Entretanto, $F_3 \times 0_1B$ é o momento de F_3 em relação ao ponto 0_1 ou com mais precisão é o momento motor, e, $F_3 \times 0_2B'$ é o momento da fôrça F_3 em relação ao ponto 0_2 e, consequentemente igual ao momento resistente, ou seja :

$$\frac{F_3 \times 0_1B}{F_3 \times 0_2B'} = \frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1 + AC'}{r_2 - AC'}$$

sob outra forma, tem-se :

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2} \times \frac{1 + \dfrac{AC'}{r_1}}{1 - \dfrac{AC'}{r_2}}$$

Como AC' é sempre muito pequeno em relação ao raio da roda, ou em outras palavras $\frac{AC'}{r_1}$ ou $\frac{AC'}{r_2}$ são valores infinitamente pequenos, a expressão enquadra-se no tipo $\frac{1 + a}{1 - b}$, quando **a** e **b** são infinitamente pequenos, e são pois aproximadamente igual à $1 + a + b$.

Efetivamente :

$$\frac{1 + a}{1 - b} = 1 + a + b$$

pois

$$1 + a = (1 + a + b)\ (1 - b) \qquad \text{ou}$$
$$1 + a = 1 + a + b - b - ab - b_2$$
$$1 + a = 1 + a - ab - b_2$$

Como **a** e **b** são infinitamente pequenos, **ab** e b^2 são infinitamente pequenos de segunda ordem, e, podendo ser desprezados, resulta :

$$1 + a = 1 + a \qquad \text{ou}$$

$$\frac{1 + a}{1 - b} = 1 + a + b$$

Portanto, pode-se escrever

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left(1 + \frac{AC}{r_2} + \frac{AC}{r_2}\right) \quad \text{ou}$$

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left[1 + AC\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)\right] \qquad (13)$$

No instante em que os perfís dos dentes se tocam sôbre a reta do centro, ou seja no próprio centro. **C', o segmento CC'** é nulo. Ao contrário, no ponto extremo **CC'** passa a ser igual ao passo da engrenagem **p**.

Desta forma o valor médio de **CC'** é $\frac{p}{2}$, resultando daí o valor médio de **AC** :

$$AC = CC' \times tg\ \varphi$$

mas como tg φ é igual a μ_3, coeficiente de atrito, advém :

$$AC = \mu_3 \times CC' \qquad \text{ou}$$

$$AC = \mu_3 \times \frac{p}{2}$$

Substituindo **AC** pelo valor determinado na equação **(13)** resulta :

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left[1 + \mu_3 \frac{p}{2}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)\right]$$

mas o passo **p** é expresso por

$$p = \frac{2\ \pi r_1}{Z_1} = \frac{2\ \pi r_2}{Z_2}$$

isto é, a circunferência primitiva dividida pelo número de dentes Z_1 ou Z_2 Por conseguinte,

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left(1 + \frac{\mu_3\ p}{2r_1} + \frac{\mu_3\ p}{2r_2}\right) \qquad \text{ou}$$

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left(1 + \frac{\mu_3 \times 2 \times \pi \times r_1}{2 \times r_1 \times Z_1} + \frac{\mu_3 \times 2 \times \pi \times r_2}{2 \times r_2 \times Z_2}\right)$$

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left(1 + \frac{\mu_3 \times \pi}{Z_1} + \frac{\mu_3 \times \pi}{Z_2}\right) \qquad \text{ou}$$

$$\frac{Mm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2}\left[1 + \mu_3\ \pi\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right]$$

Estudando-se a equação deduzida, verifica-se que não existisse o atrito ($\mu_3 = 0$) a equação para o caso ideal seria :

$$\frac{M'm}{Mr} = \frac{r_1}{r_2} \quad \text{ou} \quad M'm = Mr \times \frac{r_1}{r_2}$$

No caso real, em que existe o atrito :

$$Mm = Mr\ \frac{r_1}{r_2}\left[1 + \mu_3\ \pi\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right]$$

A relação entre **M'm** e **Mm** é o rendimento mecânico da engrenagem. **Logo** :

$$\eta_1 = \frac{M'm}{Mm} = \frac{Mr \dfrac{r_1}{r_2}}{Mr \dfrac{r_1}{r_2}\left[1 + \mu_3 \left(\dfrac{1}{Z_1} + \dfrac{1}{Z_2} \right)\right]}$$

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + \mu_3 \, \pi \left(\dfrac{1}{Z_1} + \dfrac{1}{Z_2} \right)}$$

O coeficiente de atrito μ_2 é sempre um valor considerável, o que em parte é devido a forte pressão manifestada entre os dentes, a qual impede a boa lubrificação. Comumente, o coeficiente $\mu_2 = 0{,}15$ e nas rodas novas com escassa lubrificação é de 0,2 a 0,25. Resulta, então :

$$\mu_3 \times \pi \cong 0{,}50 \qquad \text{e}$$

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + 0{,}5 \left(\dfrac{1}{Z_1} + \dfrac{2}{Z_2} \right)}$$

A expressão η_1 é entretanto, da forma $\dfrac{1}{1 + a}$ quando a é muito pequeno e êste valor por sua vez é pràticamente igual a 1 — a. Logo :

$$\eta_2 = \frac{1}{1 + 0{,}5 \left(\dfrac{1}{Z_1} + \dfrac{1}{Z_2} \right)} = 1 - 0{,}5 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \quad (14)$$

A equação do rendimento (14) foi estabelecida considerando-se os dentes de perfil construidos pelo processo da envolvente, para os quais a linha de ação é uma reta inclinada sôbre a reta do centro.

No caso de perfil cicloidal da linha de ação é uma curva que, entretanto, pode ser considerada aproximadamente como uma reta. Assim sendo a mesma equação serve para os dois tipos.

Examinando-se a equação (14) constata-se que quanto maior for o número de dentes tanto maior será o rendimento.

Entretanto, o rendimento das engrenagens é geralmente bom, variando de 0,96 a 0,98. Assim o trabalho transmitido sofre uma quebra de 2 a 4%, mais a perda nos mancais.

Desta forma, calculado o valor do rendimento da engrenagem, conclui-se que :

no primeiro par de engrenagens $\eta_2 = 0{,}98$

no segundo par de engrenagens $\eta_3 = 0{,}98$

nos mancais da transmissão $\eta_4 = 0{,}95$

Em síntese, da potência gerada pelas máquinas motoras, os cilindros recebem apenas 82% como têrmo médio do valor fornecido, pois,

$$\eta = 0{,}98 \times 0{,}98 \times 0{,}95 = 0{,}82$$

E como

$$1 - 0{,}82 = 0{,}28$$

as máquinas motoras precisam fornecer uma potência 28% a mais, que a necessária, para a moagem da cada, vencer o atrito na bagaceira e o atrito nos mancais dos cilindros, ou seja uma potência igual a :

$$P_4 = (P_1 + P_2 + P_3) \times 0{,}28 \qquad (15)$$

Todavia, o mais práico é incluir êsse valor diretamente nas equações de p_1, p_2, p_3, isto é, dividir as equações **(8)**, **(10)** e **(11)** pelo rendimento 0,82.

a — POTÊNCIA NECESSÁRIA PARA MOER A CANA

$$P_1 = \frac{0{,}082 \times D_2^3 \times n \times Q}{0{,}82}$$

$$P_1 = 0{,}1 \times Q \times D_2^3 \times n \qquad (16)$$

b — ATRITO NOS MANCAIS DOS CILINDROS

$$P_2 = \frac{0{,}0523 \times D \times n \times Q}{0{,}82}$$

$$P_2 = 0{,}0638 \times Q \times D \times n \qquad \mathbf{(17)}$$

c — ATRITO NA BAGACEIRA

$$P_3 = \frac{3{,}35 \times D^2 \times L \times n}{0{,}82}$$

$$P_3 = 4{,}08 \times D^2 \times L \times n \qquad (18$$

A soma dos resultados destas três equações nos dá a potência total paraacionar as moendas, incluindo o atrito nas engrenagens. Obtém-se também desta soma uma única equação aplicável e de maior simplicidade :

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

$P = 0{,}1 \times Q \times D_2^3 \times n + 0{,}0368 \times Q \times D \times n + 4{,}08 \times D^2 \times L \times n$
Evidenciando-se os fatores comune **D** e **n**,

$$P = D \times n\ (0{,}1 \times Q \times D_2^1 + 0{,}0638 \times Q + 4{,}08 \times D \times L \qquad (19)$$

Agora, se considerar a velocidade linear v dos cilindros, em metros por minuto, invés do número de rotações por minuto, as equações anteriores transformar-se-ão em :

$$P_1 = 0{,}1 \times Q \times D_2^3 \times n = 0{,}1 \times Q \times D_2^3 \times \frac{v}{\pi \times D}$$

$$\text{onde } v = \pi \times D \times n$$

$$n = \frac{v}{\pi \times D}$$

$$P1 = 0{,}0318 \times Q \times D_2^1 \times v \qquad (20)$$

A equação (17)

$$P_2 = 0{,}0638 \times Q \times D \times n = 0{,}0638 \times Q \times D \times \frac{v}{\pi \times D}$$

$$P_2 = 0{,}0203 \times Q \times v \qquad (21)$$

A equação (18)

$$P_2 = 4{,}08 \times D^2 \times L \times n = 4{,}08 \times D^2 \times L \times \frac{v}{\pi \times D}$$

$$P_2 = 1{,}2987 \times D \times L \times v \qquad (22)$$

E também

$P = 0{,}0318 \times Q \times D_2^1 \times v + 0{,}0203 \times Q \times v + 1{,}2987 \times D \times L \times v$
ou

$$P = v\ (0{,}0318 \times Q \times D_2^1 + 0{,}0203 \times Q + 1{,}2987 \times D \times L) \qquad (23)$$

APLICAÇÕES

Afim de melhor esclarecer o uso das fórmulas deduzidas, consideremos alguns exemplos, sejam :

EXEMPLO 1

Moenda com cilindros de 24" (60,96 cm) de diâmetro por 48" (122,88 cm) de comprimento, a qual trabalha com 3,14 rotações por minuto.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}6096}^2 - 10 = 255{,}47 - 10$$

$$Q = 245{,}47 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

Aplicando as equações (16), (17) e (18), obtém-se :

$$P_1 = 0{,}1 \times Q \times D^{\frac{3}{2}} \times N$$

$$P_1 = 0{,}1 \times 245{,}47 \times \overline{0{,}6096}^{\frac{3}{2}} \times 3{,}14$$

$$P_1 = 36{,}53 \text{ c.v.}$$

$$P_2 = 0{,}0638 \times Q \times D \times N$$

$$P_2 = 0{,}0638 \times 245{,}47 \times 0{,}6096 \times 3{,}14$$

$$P_2 = 29{,}88 \text{ c.v.}$$

$$P_3 = 4{,}08 \times D^2 \times L \times N$$

$$P_3 = 4{,}08 \times \overline{0{,}6096}^2 \times 1{,}23 \times 3{,}14$$

$$P_3 = 5{,}84 \text{ c.v.}$$

Portanto $P = P_1 + P_2 + P_3$

$$P = 36{,}53 + 29{,}88 + 5{,}84$$

$$P = 72{,}25 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 2

Considerando a moenda do problema I e aplicando a equação (19), obtém-se mais fàcilmente :

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}6096}^2 - 10 = 255{,}47 - 10$$

$$Q = 245{,}47 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

$$P = D \times N\,(0{,}1 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} + 0{,}0638 \times Q + 4{,}08 \times D \times L)$$

$$P = 0{,}6096 \times 3{,}14\,(0{,}1 \times 245{,}47 \times \overline{0{,}6096}^{\frac{1}{2}} + 0{,}0638 \times 245{,}47 + 4{,}08 \times 0{,}6096 \times 1{,}23) = 72{,}25 \text{ c.v.}$$

$$P = 72{,}25 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 3

Moenda com cilindros de 30" (76,2 cm) de diâmetro por 60" (152,4 cm) de comprimento, sendo N = 2,51 r.p.m.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}762}^2 - 10 = 399{,}44 - 10.$$

$$Q = 389{,}44 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

Aplicando as equações (16), (17) e (18), obtém-se :

$$P_1 = 0{,}1 \times Q \times D^{\frac{3}{2}} \times N$$

$$P_1 = 0{,}1 \times 389{,}44 \times \overline{0{,}762}^{\frac{3}{2}} \times 2{,}51$$

$$P_1 = 64{,}64 \text{ c.v.}$$

$$P_2 = 0{,}0638 \times Q \times D \times N$$

$$P_2 = 0{,}0638 \times 389{,}44 \times 0{,}762 \times 2{,}51$$

$$P_2 = 47{,}44 \text{ c.v.}$$

$$P_3 = 4{,}08 \times D^2 \times L \times N$$

$$P_3 = 4{,}08 \times \overline{0762}^2 \times 1{,}524 \times 2{,}51$$

$$P_3 = 9{,}08 \text{ c.v.}$$

Portanto $P = P_1 + P_2 + P_3$

$$P = 64{,}64 + 47{,}44 + 9{,}08$$

$$P = 121{,}16 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 4

Cálculo da potência requerida pela moenda do problema 3, realizado com a fórmula (19).

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$
$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}762}^2 - 10 = 399{,}33 - 10$$

$$Q = 389{,}44 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

$$P = D \times N\ (0{,}1 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} + 0{,}0638 \times Q + 4{,}08 \times D \times L)$$

$$P = 0{,}762 \times 2{,}51\ (0{,}1 \times 389{,}44 \times \overline{0{,}762}^{\frac{1}{2}} + 0{,}0638 \times 389{,}44 +$$

$$+ 4{,}08 \times 0{,}762 \times 1{,}524) = 121{,}56 \text{ c.v.}$$

$$P = 121{,}56 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 5

Moenda com cilindros de 28" (71,12 cm) de diâmetro por 54" (137,16 cm) de comprimento, trabalhando com a velocidade linear de 6 metros por minuto.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}7112}^2 - 10 = 348{,}49 - 10$$

$$Q = 338{,}49 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

Aplicando as equações (20), (21) e (22), obtém-se :

$$P_1 = 0{,}0318 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} \times V$$

$$P_1 = 0{,}0318 \times 338{,}49 \times \overline{0{,}7112}^{\frac{1}{2}} \times 6$$

$$P_1 = 54{,}48 \text{ c.v.}$$

$$P_2 = 0{,}0203 \times Q \times V$$

$$P_2 = 0{,}0203 \times 338{,}49 \times 6$$

$$P_2 = 41{,}22 \text{ c.v.}$$

$$P_3 = 1{,}2987 \times D \times L \times V$$

$$P_3 = 1{,}2987 \times 0{,}7112 \times 1{,}3716 \times 6$$

$$P_3 = 7{,}60 \text{ c.v.}$$

$$\text{Portanto } P = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P = 54{,}48 + 41{,}22 + 7{,}60$$

$$P = 103{,}30 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 6

Empregando-se a equação (23), mais prática, no problema 5, resulta :

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687{,}5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687{,}5 \times \overline{0{,}7112}^2 - 10 = 348{,}49 - 10$$

$$Q = 338{,}49 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

$$P = V\,(0{,}0318 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} + 0{,}0203 \times Q + 1{,}2987 \times D \times L)$$

$$P = 6\,(0{,}0318 \times 338{,}49 \times \overline{0{,}7112}^{\frac{1}{2}} + 0{,}0203 \times 338{,}49 + 1{,}2987 \times$$

$$\times\, 0{,}7112 \times 1{,}3716 = 103{,}31 \text{ c.v.}$$

$$P = 103{,}31 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 7

Moenda com cilindros de 18" (45,72 cm) de diâmetro por 30" (76,20 cm) de comprimento, trabalhando com a velocidade linear de 6 metros por minuto.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = 687,5 \times D^2 - 10$$

$$Q = 687,5 \times \overline{0,4572}^2 - 10 = 143,69 - 10$$

$$Q = 133,69 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida

Aplicando as equações (20), (21) e (22), obtém-se:

$$P_1 = 0,0318 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} \times V$$

$$P_1 = 0.0318 \times 133,69 \times \overline{0,4572}^{\frac{1}{2}} \times 6$$

$$P_1 = 17,09 \text{ c.v.}$$

$$P_2 = 0,0203 \times Q \times V$$

$$P_2 = 0,0203 \times 133,69 \times 6$$

$$P_2 = 16,28 \text{ c.v.}$$

$$P_3 = 1,2987 \times D \times L \times V$$

$$P_3 = 1,2987 \times 0,4572 \times 0,762 \times 6$$

$$P_3 = 2,71 \text{ c.v.}$$

Portanto $P = P_1 + P_2 + P_3$

$$P = 17,09 + 16,28 + 2,71 = 36,08 \text{ c.v.}$$

$$P = 36,08 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 8

Empregando-se a equação (23), no exemplo 7, resulta:

$$Q = 133,69 \text{ toneladas.}$$

Potência requerida :

$$P = V\,(0,0318 \times Q \times D^{\frac{1}{2}} + 0,0203 \times Q + 1,2987 \times D \times L)$$

$$P = 6\ (0{,}0318 \times 133{,}69 \times \overline{0{,}4572}^{\frac{1}{2}} + 0{,}0203 \times 133{,}69 +$$
$$+ 1{,}29{,}87 \times 0{,}4572 \times 0{,}762) = 36{,}08 \text{ c. v.}$$

$$P = 36{,}08 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 9

Moenda pequena com cilindros de 8" (20,32 cm) de diâmetro por 12" (30,48 cm) de comprimento, trabalhando com 11,1 rotações por minuto.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = (687{,}5 \times D^2 - 10)\ \frac{L}{2D}$$

uma vez que é moenda pequena.

$$Q = (687{,}5 \times \overline{0{,}2032}^2 - 10)\ \frac{0{,}3048}{0{,}2032 \times 2}$$

$$Q = 13{,}79 \text{ toneladas.}$$

b) Cálculo da potência requerida.

Empregando-se as equações (8), (10), (11) e (15) resulta :

$$P'_1 = 0{,}082 \times Q \times D^{\frac{3}{2}} \times N$$

$$P'_1 = 0{,}082 \times 13{,}79 \times \overline{0{,}2032}^{\frac{3}{2}} \times 11{,}1$$

$$P'_1 = 1{,}15 \text{ c.v.}$$

$$P'_2 = 0{,}0523 \times Q \times D \times N$$

$$P'_2 = 0{,}0523 \times 13{,}79 \times 0{,}2032 \times 11{,}1$$

$$P'_2 = 1{,}61 \text{ c.v.}$$

$$P'_3 = 3{,}35 \times D^2 \times L \times N$$

$$P'_3 = 3{,}35 \times \overline{0{,}2032}^2 \times 0{,}3048 \times 11{,}1$$

$$P'_3 = 0{,}468 \text{ c.v.}$$

$$P'_4 = 0{,}28\ (P'_1 + P'_2 + P'_3)$$

$$P'_4 = 0{,}28\ (1{,}15 + 1{,}61 + 0{,}468)$$

$$P'_4 = 0{,}90$$

$$\text{Portanto } P = 4{,}13 \text{ c.v.}$$

EXEMPLO 10

Moenda pequena com cilindros de 6" (15,24 cm) de diâmetro por 9" (22,86 cm) de comprimento, sendo a rotação 12 r.p.m.

a) — Cálculo da carga hidráulica.

$$Q = (687,5 \times D^2 - 10) \frac{L}{2D} \text{ (moenda pequena)}$$

$$Q = (687,5 \times \overline{0,1524}^2 - 10) \frac{0,2286}{2 \times 0,1524}$$

$$Q = 5,971 \times 0,75$$

$$Q = 4,478 \text{ toneladas.}$$

b) — Cálculo da potência requerida.

Empregando-se as equações (8), (10), (11) e (15), resulta:

$$P'_1 = 0,082 \times Q \times D_2^3 \times N$$

$$P'_1 = 0,082 \times 4,478 \times \overline{0,1524}_2^3 \times 12$$

$$P'_1 = 0,262 \text{ c.v.}$$

$$P'_2 = 0,0523 \times Q \times D \times N$$

$$P'_2 = 0,0523 \times 4,478 \times 0,1524 \times 12$$

$$P'_2 = 0,428 \text{ c.v.}$$

$$P'_3 = 3,35 \times D^2 \times L \times N$$

$$P'_3 = 3,35 \times 0,1524^2 \times 0,2286 \times 12$$

$$P'_3 = 0,213 \text{ c.v.}$$

$$P'_4 = 0,28 (P'_1 + P'_2 + P'_3)$$

$$P'_4 = 0,28 (0,262 + 0,428 + 0,213)$$

$$P'_4 = 0,253 \text{ c.v.}$$

Portanto $P = P'_1 + P'_2 + P'_3 + P'_4$

$$P = 1,16 \text{ c.v.}$$

RESUMO

O conhecimento da potência necessária para a moagem da cana de açúcar, é de relevante importância, não só para o fabricante de moendas, como para o usineiro e o tecnólogo.

Os autores reportando-se ao processo usado por LEHKY no cálculo da potência dos motores destinados ao acionamento das moendas das usinas de açúcar :

1.º — esclarecem a dedução das fórmulas apresentadas por aquele notável engenheiro dos Estabelecimentos Skoda;

2.º — modificam o fator 1,305 da fórmula original usada no cálculo da potência necessária para vencer o atrito da bagaceira, para 1,2987, quando se considera a velocidade linear dos cilindros em metros por minuto;

3.º — apresentam exemplos numéricos de aplicação direta das fórmulas, para diferentes tipos de moendas, demonstrando que o processo usado por LEHKY é pràticamente aplicável a qualquer moenda.

RESUMÉ

La connaissance de la puissance nécessaire au broyage de la canne à sucre, est d'une très grande importance, tant pour les fabricants de moulins, que pour l'usinier et le téchnicien.

Les auteurs en se réferant au procédé utilisé par LEHKY dans le calcul de la puissance des moteurs destinés aux moulins des usines de sucre :

1.º — expliquent la deduction des formules presentées par le remarcable ingénieur des Establissements Skoda;

2.º — modifient le facteur 1,305 de la formule originale employée dans le calcul de la puissance nécessaire pour vaincre le frottement de la bagassière par 1,2987, quand on considère la vitesse lineaire des cylindres en mètres par minute;

3.º — presentent des exemples numériques de l'application directe des formules pour differentes types de moulins, démontrant que le procèdé utilisé para LEHKY est pratiquement applicable à n'importe quel moulin.

RESUMEN

El conocimiento de la potencia necessaria para la molienda de la caña de azucar, es de suma importancia, tanto para los fabricantes de molinos, como para el fabricante y el tecnico azucarero.

Los autores refiriendose al processo usado por LEHKY en el cálculo de la potencia de los motores destinados al movimiento de los molinos de las azucareras :

1.º — esclarecen la dedución de las formulas apresentadas por aquel notable ingeniero de los Establecimientos Skoda;

2.º — modifican el factor 1,305 de la formula original usada en el cálculo de la potencia necessaria para vencer el rozamiento de la bagacera, para 1,2987, cuando se considera la velocidad lineal de los cilindros en metros por minuto;

3.º — presentam ejemplos numericos de aplicación direta de las formulas para distintos tipos de molinos, demonstrando que el processo usado por LEHKY, es practicamente aplicable á qualquier molino.

BIBLIOGRAFIA

LEHKY, Ricardo — 1937 — Cálculo de la potencia de los motores para un ingenio azucarero. Rev. Ind. y Agr. de Tucuman, vol. XVII, n.º 4-6, pgs. 110-118, Abril-Junio.

LEHKY, Ricardo — 1937 — Calculation of the driving power for cane-crushing mills, Int. sugar Journ., vol. XXXIX, n.º 460, pgs. 137-41, April.

FERAUDI, Benedetto — 1939 — Mecanica tecnica, 2.º vol. Ed. U. Hoepli.

MARKS, Loinel S. — 1941 — Mechanical Engineers' Handbook.