

ころもやあらんと思ひ敢て茲に之れを發表せり。

此の研究は佛國 Creusot 所在 Schneider 工場研究室に於て行ひたるものなり。(完)

◎常溫壓延機の運轉に要する動力

“Power Required by Cold Rolling Mills,” by C. E. Davis.

The Engineer; Vol. 125, No. 3246.

片々生

茲に掲けたる表題と全く同一の題目に就て予は嘗て本誌上(The Engineer; Vol. 122, p. 134)に於て述べたることありたるか、其の際常溫の下に於て行はるゝ壓延作業に要する動力の量か如何に作業上の條件及び狀態に關聯するものなるかを示し、且つそれに關する一二の公式をも掲げて金屬板の壓延前後に於ける厚さ及びロールの寸法とその場合に費さるゝ動力の量との間の關係を表すべき簡單なる式の成立すべきことを説きたりき。

想ふに吾等若し壓延機の運轉に要すべき動力の量を比較的正確に豫想することを得たらんには將に新設せんとする壓延機の計畫竝ひに設計の上に指針と成りて裨益すること少なからず、且亦公式の範圍を擴大して如何なる材料及び狀態の場合にも適用し得らるゝに至り求めし値に誤謬少なければ尙一層種々の方面に用ひて便宜とする所多かるへし。殊に英國にても現況に於けるか如く壓延機を運轉せしむる爲に電動機を用ふること益々多からんとする傾向相見ゆる際なれば更に一層その感を深うせしむる所のものあり。

以前に於ては壓延機を運轉せしむる爲に用ひられし原動機は殆んど蒸汽機關のみなりしかは假

令その計畫に違算を生し豫想せる動力の量か少きに過くるか如きことありとも蒸汽機關の性質として多少の無理と可成の過荷に耐え多大の抵抗と雖も一時的のものならば易々として打勝つこと多く左程大なる問題は起らざりき。然るに電動機を以て運轉せしむる時には比較的の語なれ共出力不足とならば屢々壓延機の運轉を停止せしむるに至り、程度の問題なれと甚たしき時には電氣裝置を破損せしむることすらあり、勿論是れ比較的の問題なれとも一般に電動機か蒸汽機關に比すれば過荷状態の運轉に於て信頼せらるゝ程度の低きことは事實なり。然れ共亦これに懲りて必要の容量より遙に大なる電動機を備ふることも決して計畫として有利には非ず。過ぎたるも不可なり及はざるも又宜しからず。その壓延機に相當する電動機こそ望ましかれ。斯くの如く電動機の大さを豫め決定せんとする時は斯かる二面よりの觀察に依り大に考慮することを要求せらる。これか指導とすへきもの唯實驗あるのみなり。而して今日迄の有様は多くは所謂經驗によりて支配せられたれと、現況に於ては組織的にして遺漏無き實驗と理論的なる研究とか種々なる條件と状態の下にて行ふことの緊要なるや正に切なり。

經驗は貴し然りと雖も全然新らしき計畫に於て與へられたる條件に相當する様に經驗より導かれし結果か満足に修正せらるゝや否や、果して斯かる修正か正しきものなるや否やは疑はしき場合もあらん、特に戰時中は何れの工業も全能力を發揮せんことを要求せられつゝある際なれば壓延機の操業振も甚たしく平常の場合とは異り、高速度を以て全力を挙げ運轉せらるゝか故にその計畫及び設計は餘程綿密に手加減を加へて行はさる可らざるへし。

實驗の結果正確なる關係は見出し難けれども壓延機に費さるゝ動力は略々ロールの直径の三乗に比例しロールの回轉數に比例すると見做し得らる、斯かる關係は壓延機に限らず種々の機械に就いて成立するものにしてこれを式にて表せば

$$\text{H.P.} = \frac{D^3 N}{K}$$

となる。式中の K は壓延すべき材料の種類其他に依りて定まる常數なり。 D をロールの直径を吋にて表すとし N をロールの一分間に於ける回轉數とすれば K の値は材料の種類によりて次の如き數値となる (K の値に關する吟味は本稿の末尾に説くこととせん)。

(一) 銅眞鍮の如き軟かき合金の場合

$$K = 400 \text{ to } 500.$$

(二) 銀ニッケル軟鋼の如き前者よりは硬き金屬の場合

$$K = 500 \text{ to } 600.$$

(三) 高炭素鋼の如き一層硬き金屬の場合或は仕上ロールの場合

$$K = 600 \text{ to } 800.$$

此等の値を見れば硬き金屬を壓延する場合の方が費さるゝ動力の少きことを知る、然れ共是れ事實にしてその理由は後に説明することとせん。

更に壓延機に要する動力を示す他の式を舉ぐれば次に示すか如き半實驗公式あり。

$$\text{H.P.} = \frac{R \cdot b \cdot F_o \cdot N}{63,024} (d + 2\sqrt{Rd} \mu_o) \dots\dots\dots (1)$$

where R = roll radius, b = width of metal rolled.

d = draught or "pinch" (all in inches)

N = revolutions per minute.

F_o = resistance to displacement in lbs. per sq. in.

μ_o = coefficient of friction in bearings.

$$z = \frac{\text{roll near radius}}{\text{roll radius}}; \text{ usually } 0.7.$$

此の式に依りてロールの半径 R 及び回轉數 N の與へられたる或る壓延機に要する最大なる馬力を見出すこと必要なりとす、既に R と N との定まれる場合なれば金屬板の壓延の爲に生ずる切斷面の減少額 b に d を乗したる値が最大となる時はこれに費さるゝ馬力も最大となる譯なり。然るに b の値はロールの長さを以て極限とするを以て d の値即壓延の前後に於ける板の厚さの差が大となるれば要する馬力も大となり、遂に d が他の制肘を受けてそれ以上大となる能はさる時の馬力の値が最大なる値を示す。

この d は普通次の三つの項目の内何れか一つの制肘を受けてその最大値を定むるものにして假令他の二項の示す極限に至る迄には尙餘裕ありともそれ以上に d を大にすることを得ざるなり。

(一) 金屬の種類により一組のロールにて減し得る壓延前後に於ける板の厚さの相違はその板の材料の種類によりて夫々異なる極限あり。

(二) ロールの軸承に加へらるゝ壓力の量には潤滑料を満足に軸承内に存せしむる爲に自ら制限あり。

(三) 壓延機の骨組其他の各部分及びロールには夫々或る安全内力以上の内力を誘起せしめさるること。

右の内第一の條件は甚だ興味ある問題にして特に高温壓延の場合には制限を與ふる爲の重要な項目と成ることあり然るに常温壓延の際には殆んど此の條件に依りて制限を加へらるゝこと無く壓延前後に於ける板の厚さの差異は如何様に大とするも差支無ければ茲に深く述べす其他の項に就いて記さんとす。

壓延せらるゝ板とロールとの間の摩擦

ロールの間隙を通りて金屬板が壓延せられ且つ徐々に引かれ行くはロールの表面と板の面との間の摩擦力に依る。第一圖に於て

AB = roll radius, R .

$CD = \frac{T_1 - T_2}{2} = \frac{d}{2}$ = half reduction in thickness.

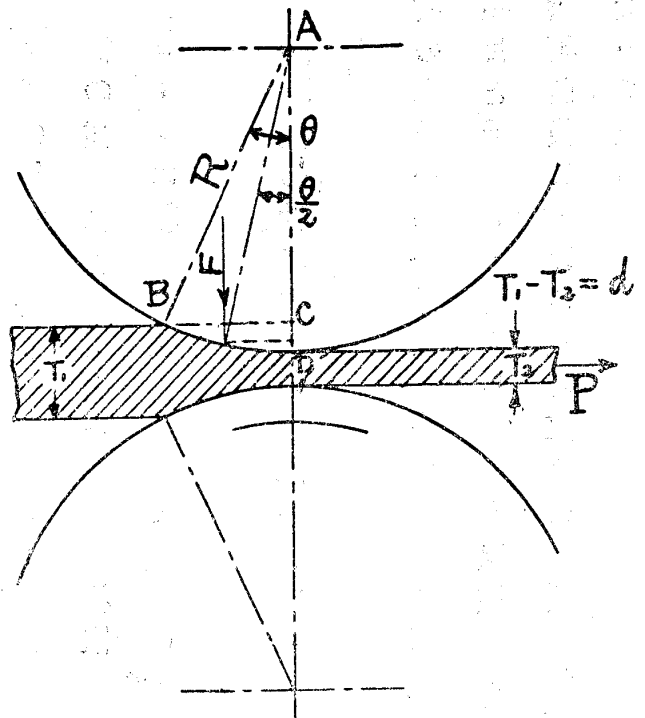
P = pull on metal due to friction

F = resultant vertical pressure or reaction on roll bearings.

μ = coefficient of friction between rolls and work.

なりとすれば摩擦の法則に依り

第一圖



$$P = 2F\mu.$$

此の式に於て壓力に摩擦係數を乗したるものゝ二倍か摩擦力に等しき理由は摩擦力を生ずる面が上下に二面あるか爲に由る。次に仕事の法則に據りて

$$\frac{P}{2} \times BC = F \times CD$$

なることを知る此の關係を前の式に入れば其の結果

$$P = 2 \cdot \frac{F \times CD}{BC} = 2F\mu$$

なる關係式 P の最大なる時に於て成立し摩擦係數 μ の値は次の如く定まれる長さの比を以て表さるゝに至る。

$$\mu = \frac{CD}{BC}$$

然るに $BC = R \sin \theta$, $CD = R(1 - \cos \theta)$

$$\therefore \frac{1 \cos \theta}{\sin \theta} = \tan \frac{\theta}{2} = \mu$$

斷くして μ の値に對して θ の値定まるか故に摩擦係數か或る値以上となる能はさること判明すればその摩擦係數に應して壓延角 (Rolling angle) なる θ 角の最大極限求めらる。此れによりて更に d の最大値をも求めらるゝ譯なり

$$d = 2R(1 - \cos \theta) \dots \dots \dots (2)$$

故に此の式に依りてロールの表面と金屬板との間の摩擦力によりて d に制限與へらるゝ譯なり而して常溫壓延の場合にはロールは充分研磨せられ然も表面に多少の水分或は油氣あれば摩擦係數の値 0.15 乃至 0.18 となり、 θ なる角度も十七度乃至二十度半をその極限の値となす。今安全の爲低き値の十七度を取りて d 即壓延前後に於ける板の厚さの差の最大値をロールの半径を以て表せば次の如し。

$$d_{\max} = 2R(1 - \cos 17^\circ) = 0.088R.$$

即 d の最大値は R の一割に達せざる値なり。然らば更に次の問題を解かん。

許容最大軸承壓力

壓延の前後に於ける金屬板の厚さの差が大となる程軸承に作用する壓力も亦大となり、遂には潤滑料なる油を軸承より逐出せしむるに至るやも計られず。斯くなれば軸承の溫度激昇して遂には焼付くに至るやも知れざるなり。然れ共軸承の許容最大壓力を指定することは事實甚だ困難にして時によりて故障の發生する極限異れる感あり。

壓延機の軸承に於ける壓力の量は機械の性質上大なることを免れされと、一面幸にもその回轉速

62 度比較的に遅々たれば給油法も簡單なる裝置を用ひ手輕なる方法により時には軸承の溫度上昇を防ぐ爲冷水を注くものすらあり。

軸承に於ける許容壓力は軸承の投象面積一平方吋に付三千封度を普通とすれと萬全を期するならばこれより低き例へは二千五百封度を取る様にするを可とす。斯くする方か摩擦耗其他に就いて考ふれば結局利益となる。

軸承に働く力の爲に誘起せらるゝ軸頸に於ける内力の量はロールに近き部分に大なること想像に難からず、故にロールの附根の部分の太さは特に注意するを要しその半径とロールの半径との比は〇・七たるを要するか如し。故に軸承の直径とロールの半径との比は一・四となる。次に軸承の長さは多くの場合ロールの半径に等しく時にロールの半径の一二五倍なることあり、今實際に多く用ひらるゝ前者の例を取りて軸承の投象面積を求むれば

$$1.4R \times R = 1.4R^2$$

となり、兩側の軸承の投象面積は $2.8R^2$ となる。依りて軸承に働く總壓力の量は

$$F = 2500 \times 2.8R = 7000R^2 \dots\dots\dots (3)$$

既に記せる(1)の式に於ける F_c と此の F との關係を求めん。第一圖を參照して

$$F = F_c \times \text{projected area of metal in contact with roll,}$$

$$\therefore F = F_c \times (BC) \times b = F_c b R \sin \theta \dots\dots\dots (4)$$

此の式に於ける b を若し R の項に置換ふるを得は便宜多し、常溫壓延機に於てはロールの長さその半径の二倍乃至三倍なれと實地上使用する幅は殆んどロールの半径の一・三三倍を越えざるを以て此の値を(4)の式に代入せん。

$$F = 1.33 F_c R^2 \sin \theta$$

代入を行ふ結果斯かる式を得たり、而して此の F なる値は一面 (3) の式に依りて或る値を越え得ざる性質を有す。この關係を利用して

$$\sin \theta = \frac{700 F^2}{1.33 F_c R^2} = \frac{5263}{F} \dots \dots \dots (5)$$

この式によりて壓延角なる θ の値は許容壓力の爲の極限を定めらる。材料に關聯する常數 F_c の數値を得れば最大なる壓延角度の値求められ、更にこれを (2) の式に代入すれば許容壓力によりて限定せられし最大の d の値求めらるゝならん。次の表は此等の計算を種々の金屬に就いて夫々行ひたる結果なり。 F_c なる値は前に述べたるか如く壓延せらるゝ金屬により異なる値を取る。

Metl.	F_c lb. per sq. in.	$\sin \theta$	θ	$1 - \cos \theta$	Reduction in thickness, d .	$\sin \frac{\theta}{2}$
Soft copper	30,000	.1750	10° 5'	.01544	.03088 R	.088
Hard copper and brass	40,000	.1315	7° 34'	.00870	.0174 R	.066
Soft steel	50,000	.1055	6° 4'	.00560	.0112 R	.053
Medium steel & nickel silver	60,000	.088	5° 3'	.00385	.0077 R	.044
Hard steel & hard nickel silver	70,000	.0753	4° 19'	.00283	.0056 R	.037

既に述べたるか如く軸承の許容壓力の爲に制限せらるゝ最大壓延角度は壓延せらるゝ金屬板の材料の種類によりて異り、本表に據ればその値約四度より十度位の間なるか如し。而して此等の値は既に述べたるロールと壓延せらるゝ板との間の摩擦による壓延角の制限たる十七度乃至二十度半より遙に低き値なるを以て必ず軸承の許容壓力より求めたる最大壓延角を越えたる作業を行ふへからず。第二圖は本表を圖示せるものに過ぎざるなり。

第三の制限項目たる壓延機に於ける各部の強さ如何の問題なれとは本來板の壓延前後に於け

圖 三 第
Horsepower Constant K.

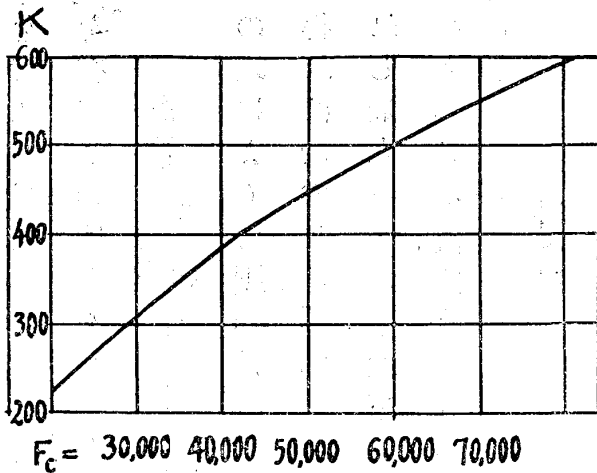
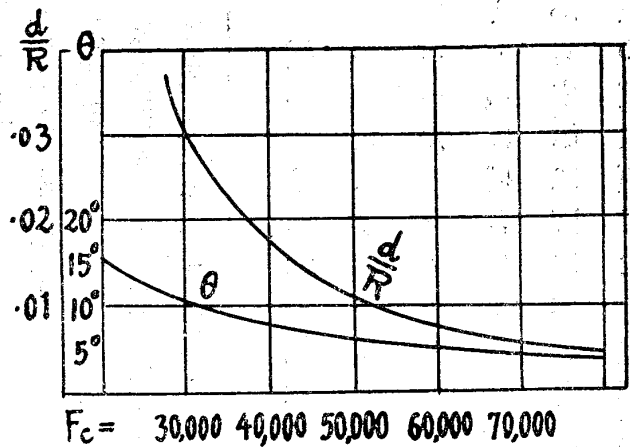


圖 二 第
Maximum Reductions & Rolling Angles.



る厚さ及び壓延角の定まりて後設計するものなれば如何様にも定め得らるゝものなり、且亦相當の製作者の手に成りし機械なればその機械の容量に對して安全なること論する迄もなし。故に餘り深く語らざるへく、更に動力に關する問題に立戻らん。

第一圖に於ける記號を用ひて金屬板を壓延する爲に費さるゝ有效なる馬力を表す式を(1)なる式を參照して作れば

$$H. P. = \frac{2FRN}{63,024} \sin \frac{\theta}{2}$$

となり、式中に於ける

$$\frac{FR \sin \theta}{2}$$

なる値は F なる力のロールの中心に關する力率となる、而して斯かる力率か上下の二つのロールに各々存在するなり(但しこの關係は F なる壓力か $B D$ なる面の水平投影に一樣に分布せられし時にのみ成立すべく理論を簡易たらしむべく斯く定めたるなり)。

次にロールの軸承に於て失はるゝ所謂摩擦馬力を求むればその値次の式を以て表さる。

$$H. P. = \frac{2H\mu RN}{63,024}$$

この式の内の μ 及び μ はさきに(1)の式に於て用ひしものと同樣にしての値 μ は〇・〇四を、又 μ は〇・七を普通とせるか爲に此の式に

於ける μ と x との積の値は次の如し。

$$\mu x = 0.028.$$

故に壓延の爲に要する全馬力は有效なる馬力と軸承に於ける損耗馬力との和となりて

$$\begin{aligned} \text{H. P. (total)} &= \text{H. P.}_o + \text{H. P.}_r \\ &= \frac{2FRN}{63,024} \left(\sin \frac{\theta}{2} + 0.028 \right). \end{aligned}$$

この式の F の値に (3) の式を代入すれば ($F = 7000R^2$)

$$\text{H. P.} \times 0.222R^2N \left(\sin \frac{\theta}{2} + 0.028 \right) \dots \dots \dots (6)$$

次に三角函數に適當なる値を挿入すれば馬力は R 及び N の項を以て表さるゝことゝなる、斯くすれば馬力を表す式は次の如く最初に擧げし形に到らしむるを得るなり。

$$\text{H. P.} = \frac{D^3N}{K}$$

この式の K は θ なる壓延角に關聯し、 θ なる角は壓延せらるゝ板の種類に依りて異なる F_c なる値に支配せらる。故に壓延せんとする板の材料が定まれば延ひて右の式に於ける K の値も自ら定むることを得ん。これ等の關係を表すものか次の表なり。此の表も前表と同様なる材料に就いて作られたり。

Metal	F_c lb. per sq. in.	H. P.	K
Soft Copper	30,000	$0.0258R^3N$	310
Hard Copper and brass	40,000	$0.0209R^3N$	385
Soft steel	50,000	$0.018R^3N$	445
Medium steel and nickel silver	60,000	$0.016R^3N$	500
Hard steel & hard nickel silver	70,000	$0.0145R^3N$	550

此の表に依りて K の値か三百十より五百五十の間なることを知りたり、本稿の當初に掲けたる K の値と比較せられたし、要するに壓延機に要する馬力はロールの徑の三乗及び回轉數の積に比例しその比例常數の逆數たる K の値は約四百より六百に取ることに根據あると同時に充分信賴し得らるへし。而して此等の式及び表に依りて求めし馬力數は理論上より必要とするものゝみなるを以て傳動裝置等の爲に奪はるゝ量含まるゝものに非ず。故に實際にはこれより約一割以上多くの動力を要するものと見做すか適當ならん、次の表はロールの表面速度を五十呎分とせる場合の壓延前後に於ける板の厚さの最大差異とその場合に於ける馬力(理論上の必要量より二割を加算せる値)を示すものなり。

Dia. of rolls in	R.P.M. at 50 f. p. m.	$F_c=30,000 \text{ lb.}$ $K=310.$		40,000 385		50,000 445		60,000 500		70,000 550	
		d. in.	H.P.	d. in.	H.P.	d. in.	H.P.	d. in.	H.P.	d. in.	H.P.
6	32	.0925	22.3	.052	18	.033	15.5	.023	13.8	.016	12.4
8	24	.1235	39.7	.069	32	.044	27.7	.030	24.6	.022	22.2
9	21	.139	49.5	.078	40	.049	34.4	.034	30.6	.025	27.5
10	19	.154	61.3	.087	49.5	.055	42.7	.038	38.0	.028	34.2
12	16	.185	89.3	.104	72.4	.066	62.3	.046	55.5	.033	50.0
15	12.75	.232	138.5	.130	112	.082	96.5	.057	86.0	.042	77.5
16	12	.247	158.5	.139	128.5	.088	110	.061	98.5	.044	88.5
18	10.6	.278	199	.157	161	.099	139	.069	124	.050	111
20	9.5	.309	245	.174	198	.110	171	.077	152	.056	137
22	8.7	.340	293	.191	242	.121	208	.084	185	.061	167
24	8	.370	357	.209	289	.132	249	.092	221	.067	200

同じ直径のロールを同じ回転数を以て運転せしむれば硬き材料の方を壓延するに要する動力が遙に低く、一見甚た奇異なる感を起さしむ、然れ共同時に d の値を見ればこれ材料により甚た異れるを知り前述の不可思議を解決するを得るなり。即ち硬き材料にては軸承の許容内力の制限を受けて d を大にするを得るに反し、軟かき材料にては一時に充分なる壓延を行ひ得るを以て斯く大なる動力を要することとなる。斯くの如く硬き材料は軟きものに比し或る寸法壓延せんか爲には回数多くロールに掛けざる可らざるを以て結局は多大の動力を要することとなるなり。

要するに壓延機は宏重なる機械にして然も比較的技術者の注意を集めされともロールの材料或は軸承の如き方面に尙未だ解決を與へられざる問題の多々あらんことを想は、今後多大の研究の必要を感ぜざるを得ず。壓延機の機械的效率は是等根本問題の解決に依りて増進し動力使用量に於て益する所蓋し鮮少に非ざらん。(終)