**kn =**

,







M = =

ω2 =

=

ω2 = avec β = arctg[u(t)] et u(t) = donc =

=

=

=

**β = arctg**

tgβ = ⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯

R’(M, ,,) tel que :

(M, ) et (M, ) P’

(M, ) (O, ,)

Donc = u. + v. ( u = ω.r )

Et tgα = =

=

v =

γ = -R.ω2[cos ω.t + + ]

v = -R.ω[ sinωt + ]

x(t) = R.cos ω.t +

cosβ = =

k13 = = -(1)2 = > 0

k12 = = -(1)1  = - < 0

˄

+ =

Ami = avec : λmi = ( kmi - 1)C0 Ari = avec : λri = ( kri - 1)C0

I1.I2. + k. α = C1.I2 + C2I1

+ k. α =

= couple

C = C0 + λ.cos( .t + φ )

= cosϴ1.- sinϴ1.

= sinϴ2.+ cosϴ2.

= cosϴ1 . - sinϴ1

=

= sin ϴ1 . + cosϴ1

= cosα. - sinα

= cosα. + sinα

=

= cosϴ2 . - sinϴ2

= '

= cosϴ2 . + sinϴ2

= cosϴ2 cosα. - cosϴ2 sinα  +sinϴ2



 

 

α

(O, ,,)

(O, ,,)

R(O, ,,)

R0(O1, ,,)

• R1(O1, ,,)

• R2(O2, ,,)

(,) = (,) = θ1

=r1.

(,) = (,) = θ2

=r2.

= ˄

(O, ) , (O, )

R’(M, ,,)

= ω. (ω > 0 )

α= (⎯ , ⎯ )

v =

γ =

α0 = ( , )

= ωi.

= ωi.IA

= ωi.IB

ωi = =

▪ v2 = avec Δt = 1 s soit v2 = Δx2

▪ γ =

v = -R.ω[ sinωt + + ]

x(t) = R.cos ω.t +

-

sinβ = - ⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯⎯

cosβ = (1 - k2.cos2α)1/2

v =

γ = -R.ω2[cos ω.t + + ]

v = -R.ω[ sinωt + ]

x(t) = R.cos ω.t +

cosβ = =

k13 = = -(1)2 = > 0

k12 = = -(1)1  = - < 0

˄

+ =

Ami = avec : λmi = ( kmi - 1)C0 Ari = avec : λri = ( kri - 1)C0

I1.I2. + k. α = C1.I2 + C2I1

+ k. α =

= couple

C = C0 + λ.cos( .t + φ )

= cosϴ1.- sinϴ1.

= sinϴ2.+ cosϴ2.

= cosϴ1 . - sinϴ1

=

= sin ϴ1 . + cosϴ1

= cosα. - sinα

= cosα. + sinα

=

= cosϴ2 . - sinϴ2

= '

= cosϴ2 . + sinϴ2

= cosϴ2 cosα. - cosϴ2 sinα  +sinϴ2



 

 

α

(O, ,,)

(O, ,,)

R(O, ,,)

R0(O1, ,,)

• R1(O1, ,,)

• R2(O2, ,,)

(,) = (,) = θ1

=r1.

(,) = (,) = θ2

=r2.

= ˄

(O, ) , (O, )

= =

**k12 =**

Pour ω1 = constante, ω2 peut varier de façon continue entre ω2m et ω2M

k12m = et k12M =

qv = f ( k12 ) ; qv = débit volumique du vérin ; k12 = rapport de transmission du variateur

*S = section du piston ( en m2 )*

*p = pas de la vis ( m/tour )*

*v = vitesse linéaire du piston ( m/s )*

qv = S.v avec v = p et ω3 = k12. k23.ω1  d'où qv = S. p donc : **qv = a. k12**

cas où on a = S. p = constante ,

Puissance transmise = f ( pression fluide p , débit fluide Qv )

v1 et v2 = cylindrées de la pompe et du moteur

Qv = f1. v1 = f2.v2 fi = fréquence de rotation de l'arbre ( i ) en tr/s

V1 = V2 =donc :

V1 : cylindrée de la pompe ; V2 : cylindrée du moteur

P1 : Puissance à l'entrée du variateur

P2 : Puissance à la sortie du variateur

η : Rendement du variateur de vitesse

C1 et C2 : Couples disponibles sur les arbre (1) et (2)

η12 = d'où : C2.ω2 = η12 C1.ω1 = = η12  C1

**k12 = =**

d'où **C2 = Loi hyperbolique**

Le démarrage de la machine est possible si C3 > CR ce qui implique un mouvement accéléré de l'arbre soit : > 0

d'où C3 - CR = Ieq. avec C3 = η12 . η23 C1

Autres applications

- Démarrage des véhicules automobiles

- Génie civil : propulsion d'engins, entrainement de broyeurs

- Manutention : mise en mouvement de treuils de levage

*η12 ., η23 :rendement du variateur, du réducteur*

*k12 ., k23 :rapport de transmission du variateur, du réducteur*

*C1 = couple moteur*

*CR = couple résistant*

*Ieq = moment d'inertie équivalent ramené sur l'arbre ( 3 ) en kg.m2*

*= accélération angulaire de l'arbre ( 3 )*

**g =100**

k12 = = 1 -

**3/0 = 3/i** + **i/0**  avec **3/i =**

**3/0 = i/0**

**3/0 = 2/0 = 1/0** d’où ω1.r1 = ω2.r2

Donc **k12 > 0**

**k12 = =**

**=** λ. **(**λ > 0 )

**k12 =**

**( A,)**

II**3/0** II **=** II **2/0** II **=** II**1/0** II

ω1.r1 = ω2.r2

k12 = =

r1 = constante = a donc

**k12 > 0**

(A, )

**k12****=**

**. = - λ λ > 0**

**. = λ k12 > 0**

k11' =



λ = course d'axe (M, )

(M, )

**k12****=**

**k12 = =**

= λ. ( λ > 0 )

3/0 = 2/0 et 3/0 = 1 /0

1. et (3) sont liées d’où : ω1.r3 = ω2.r2

donc : **k12 = =**

Soit M0 tel que r2 = r3 = et k12 = 1

(B, )

**k12** tend vers **∞** pour r2 →0

3/0 = 1 /0

ω1.r1 = ω3.r3

3/0 = 2 /0

ω2.r2 = ω3.r3

ω1.r1 = ω2.r2



= couple moteur à transmettre

n = nombre d'obstacles répartis sur le cercle de rayon r = OMi

: résultante des actions de contact pour chacun des obstacles

Le torseur des actions mécaniques exercées par 1 sur 3 en tout point Q de l'axe Δ1 est : 

avec = ˄ = n.r.II II

**plan ( O, , )**

un **effort normal** de direction ( A, **)**

+ =

II II + II II = N

**N = Effort presseur**

= couple moteur à transmettre

**Q =** centre de la liaison glissière ( 5 - 2 )



• Soit Q un point quelconque du cône :



Avec = N.



* α = ½ angle au sommet
* φ = angle de frottement
* est sur le cône de frottement et s’oppose au déplacement de 3/1
* II II = .dM(1→3)sin( α + φ )

est à l’intérieur du cône de frottement ; II II = 0 ;

II II = .dM(1→3)sin( φ - α )

**g = 100**

**T =**  **IΔS ωs2** =  **I2 ω22**

**I2 = k2. IΔS**

**K =** =  **=**

T = M v2 avec : v = ωs .R d' où : M v2 =  **I2 ωE2 =**  M ωs2 R2

donc**I2 = k2 M.R2** avec **k =**

**ω1/2** : **ω1/2 = ω1/0 -ω2/0**

IIII = IIII C ( couple transmis )

Théorème du moment dynamique : **∑ C / Ox = I1.**  = II II.

d'où **CM - C =** **I1.** ( pour l'arbre (1) )

Pour l'arbre (2) : **∑ C / Ox = I2.**  = II II.

d'où :  **=**  donc **ω1/0 =**  **dt + k1 et ω2/0 =**  **dt + k2**

à t = 0 **ω1/0 = Ω1/0 = K1  et ω2/0 = Ω2/0 = K2**

**ω2/0 =**  **dt + Ω2/0**

**ω1/0 =**  **dt + Ω1/0**

donc : et **(1)**

**ω1/2 =** ( **- )dt + Ω1/2**

**ω1/2 = 0**donc **Ω1/2 =** ( **- )dt**

à priori connue à partir de : = -

▪ Fréquence angulaire de synchronisme: ω , T connue et ω =ω1/0 = ω2/0

**ω =**  **dt + Ω1/0**

**ω =**  **dt + Ω2/0**

ou

Pour t > T ( 1 et 2 définitivement accouplés )

le schéma équivalent ci-contre :

**∑ C / Ox = ( I1+ I2 ).**

**CM - C2 = ( I1+ I2 ).**

d'où **: =**

**pr = pr1**

( 1) implique : **ω1/0 =**  **t + Ω1/0** et **ω2/0 =**  **t + Ω2/0**

**T =**

donc **ω1/2 = ( - ) t + Ω1/2** d'où

▪ Fréquence angulaire de synchronisme: ω =ω1/0 = ω2/0 ( t = T )

**ω =**

ω =  **+ Ω1/0** d'où :

Cs = couple résistant en sortie . Au rendement près : P2 = Ps d'où : C2.ω2 = CS.ωS donc **C2 = k.Cs**  **k =**

IIII = r. ω3/1

ds = r.dϴ.dl surface élémentaire

= action élémentaire

= +

= composante normale élémentaire

= composante tangentielle élémentaire

dN' = p.ds = p. r.dϴ.dl avec dl = donc dN' = p. r.dϴ.

▪ Lors du frottement à l'équilibre strict : dT = f.dN' = f. p. r.dϴ.

▪ Couple élémentaire transmissible : dC = r.dT = f. p. r2.dϴ.

▪ Couple sur l'ensemble de la surface S : C = f. p. r2.dr.dϴ = f.p. ( r23 - r13 )

▪ Effort presseur ( direction O ) :

N = N'sinα = ds.sinα= p. π. ( r23 - r13 )

▪ Expression finale du couple : C = .N.f. donc **C = N.f.rmoy**

R( O, , , ) Repère fixe lié au bati

R( O, , , ) Repère fixe lié à l'ensemble E tournant

= et = = -ω.

G3 = centre d'inertie du segment (3)

On pose = r. et = r.

= a.cosα. + a.sinα. = - a.

m = masse du segment

f = tgφ = facteur de frottement au contact ( 3→2

  = +

 +  = { D(3/R0) } d'où : 

( et  sont colinéaires car ω = constante )

**Résolution**

=  =  ϴ = (,) = cos ϴ + sin ϴ

= sin ϴ + cos ϴ

=  = 

=  =  = = 

m.  = II m.  II. = m.ω2.a. = 

D'où : Ay = Nf - m.a. ω2cosα Az = N - m.a. ω2sinα N =

**C =**

Donc : **C = Couple total à transmettre**

Pour un mouvement de rotation:

= ω . avec ω > 0

ϴ = t2 + ω0 t

= constante < 0

ω0 = Fréquence angulaire en début de freinage

Pour un mouvement de translation:

x = t2 + v0 t

v = v0 + t

= constante < 0

v0 = Vitesse linéaire en début de freinage

3-12 Nombre de tours correspondant au freinage dans le cas d’un mouvement de rotation

Soit t = t1 pour lequel ω = 0 soit 0 = =  t+ ω0 d’où = et ϴ1 =

Nombre de tours effectués : n = d’où : n =

3 – 13 Distance de freinage dans le cas d’un mouvement de translation

X1 =

Le théorème de l’énergie cinétique donne : Ec2 – Ec0 = ∑ forces0→2

- = - Cf θ0→2

D’où **Cf = ( -**  avec : θ = angle balayé pendant la période de freinage

ω0 = fréquence angulaire en début de freinage

ω2 = fréquence angulaire à l’instant t2 ( en cours de freinage

En fin de freinage ω2 = 0

Cf =

3 – 2 – 3 Calcul de la force de freinage Ff dans le cas d’un mouvement de translation

Le théorème de l’énergie cinétique donne : Ec2 – Ec0 = ∑ forces0→2

- = - Ff d0→2

D’où Cf = ( -

En fin de freinage v2 = 0

Cf =

3 – 2 – 4 Transformation d’énergie

Le travail mécanique est transformé en chaleur entre t0 et t1

W 0→1 = - Cf θ0→1 ( rotation )W 0→1 = - Ff d0→1 ( translation )

Exemple : Pour un véhicule ( M = 1500 kg ) roulant à 100 hm / h : W 0→1 = 578703 J

Quantité de chaleur à dissiper : 138 445 cal

3 – 2 – 5 Puissance de freinage

Pf =

Exemple précédent :

Distance de freinage : 80 m

Temps de freinage : t = = 5,76 s

Puissance de freinage : Pf = = 100,5 kW

Δα = variation de α au cours du freinage

Δe est l’écrasement de la garniture ( triangle rectangle QCQ’ )

Δe = Q’C QQ’ = OQ Δα OQ = 2R cosα

Cosβ = = = cosα d’où α = β

Q’C = Δe = QQ’sinβ = QQ’sinα

Δe = 2R cosα Δα sinα = R Δα sin2α

Loi de variation de la pression :

P = k Δe = k R Δα sin2α = **K** sin2α

Pression p maximale pour sinθ maximal

pM = **K** sinθM

p = pM

Loi de distribution de la pression pour une garniture de friction d’angle inférieur à π ( réalisation courante )

Remarque

Dans les constructions courantes

θ = π/2 donc sinθM = 1

d’où p = pM sinθ

Loi de variation de la pression ( en un point Q de position quelconque sur )

P = f(α ) p (α=0) = p0 = 0

= - **C C > 0**

Equilibre d'un élément de sangle

Brin tendu ; Brin mou

= Résultante des actions de contact

(2→1) = (2→1) + (2→1)

dT(2→1)  = f dN(2→1)

: brin mou ; + : brin tendu

Equilibre de l'élément de sangle

+ + +**(2→1)** =

En projection dans le repère local

- ( F +dF )sin - F sin + dN(2→1) = 0

( F +dF )cos - F cos - fdN(2→1) = 0

sin ≈ et cos ≈ 1

d'où - ( F +dF ) - F + dN(2→1) = 0 et ( F +dF ) - F - fdN(2→1) = 0

et - dF - 2F + dN(2→1) = 0 et dF - fdN(2→1) = 0 avec dF ≈ 0

finalement F= dN(2→1) et dF = fdN(2→1)

Loi de variation de la pression

p = pression locale sur ds = bRdϴ ( b = largeur de la courroie )

dN(2→1) = pds = pbRdϴ d'où Fdϴ = pbRdϴ et p = p maxi en A où F = T

= Fdϴ donc = fdϴ d'où = et Ln = f ϴM

 =

Pression maximale ( en A )

pM = pA = = =

Pression minimale ( en B )

pm = pB =

Pression pQ en Q ( point de la sangle )

pQ = pϴ = = K efϴ

**pϴ = K efϴ** avec K = = constante

Fig ci-contre : ϴM =

• ( 2 ) est sollicité en translation d'axe ( C, )

**Action mécanique** en D :

(3→2) = II (3→2) II

( 2 ) est à la limite du glissement

( 2 ) est freiné par ( 1 )

• ( 1 ) est sollicité par un organe extérieur ( 4 ) en E : **(4→1)** = II **(4→1)**  II

Comme sur les embrayages à disque :

p = pM pM pression maximale pour r = r1

Déformation du disque sous l'effet de la température

Le freinage entraine une augmentation de la température. Il est souhaitable que celle-ci soit identique en tout point Q de la zone de friction ( pour minimiser les effets de dilatation )

Le travail de frottement par unité de surface doit être constant.

Donc : = K2

avec dW = dT . = f.dN.2α.R = f.p dS.2α.R

d'où : = f.p.2α.R = K2 et pr = K1

Donc 2α.f. K1 = K2 soit : 2α.f = K

2αA > 2αB ( f non constant )

Q = centre de l'élément de surface d'aire dS = bRdϴ

( b = largeur suivant O )

• Les frottements sont négligés( sauf contact 1→2 : f = tgφ )

Machoire 2

Soumise à :

- en E : **(3→2)**

- en O : **(0→2)**

- en Q : **(1→2)**

**(1→2)** = **(1→2)** + **(1→2)**  et f = tgφ

Somme des moments / O :

˄**(3→2) +** ˄**(1→2))**=

Sur O:

E(3→2) . h + dN(3→2) - dT(3→2) = 0

E(3→2) . h + dN(3→2) - f dN(3→2) = 0

Relation valable que si le point d'articulation O se trouve en I sur l'axe ( S, )

Etude de l'équilibre strict de ( 1 )

{τ (0→1)} = (0→1) ( en A )

Moment en A : ˄**(2→1) +** ˄**(4→1)** =

Projection sur Oz : N**(2→1) .** b - T**(2→1) .** a - b . E**(4→1) = 0**

donc : E**(4→1) =** N**(2→1) .**

{τ (2→1)} = (2→1) ( en B )

{τ (4→1)} = (4→1) ( en C )

Existence du phénomène d'auto-serrage

Il y a auto-serrage si le freinage de l'élément à immobiliser ( 2 ) est réalisé sans commande extérieure

soit E**(4→1)** = 0 donc N**(2→1) .**  = 0 alors b - af = 0 et f =

Facteur de frottement = f ( nature des matériaux, états de surface ); donc pour f donné il faut concevoir un mécanisme qui vérifiera la relation : f =

Cas du frein à tambour avec machoires intérieures

Mise en évidence par le calcul :

Etude de l'équilibre strict des machoires 2 et 2' ( équation des moments aux points 0 et 0' )

C'est le cas des réalisations courantes qui montrent la validité de cette approximation

On pose : MN = dN(1→2) et MT = f dN(1→2)

d'où : - E**(3→2) .** h + MN - MT = 0 donc : E**(3→2)** =

Machoire 2'

Soumise à :

- en E' : **(3'→2')**

- en O' : **(0→2')**

**(1→2') = (1→2') + (1→2')**

- en Q' : **(1→2')**

Moments en O'

˄**(3'→2') +** ˄**(1→2'))**=

Sur O: E'(3'→2') . h + dN'(1'→2') - f dN'(1'→2') = 0

On pose : M'N = dN'(1'→2')  et M'T = f dN'(1'→2')

**E'(3'→2') .** h -M'N - M'T = 0 d'où : **E'(3'→2') =**

pθ = pM pM = pression maximale

dN(1→2) = p.dS = p.b.Rd

Calcul de MN :

MN =  **dN(1→2) =** pM **b.Rd** = **2 d**

= [ 2( θA - θB) - sin 2θB + sin 2θA ]

donc MN = α pM  et α = [ 2( θA - θB) - sin 2θB + sin 2θA ]

α = constante pour une géométrie donnée de machoire

Calcul de MT :

MT = dN(**1→2)** (R - acosθ ) **=** pM b.R (R - acosθ )**d** =  **d**

= [ 2R( cosθA - cosθB) - a(sin2θB + sin2θA)]

donc MT = β pM  et β = [ 2R( cosθA - cosθB) - a(sin2θB + sin2θA)]

β = constante pour une géométrie donnée de machoire

De même : θA = θA' et θB = θB' ; M'N = α p'M  et M'T = β p'M

Rien ne permet en effet d'affirmer l'égalité des pressions maximales sur les machoires 2 et 2' , soit respectivement pM et p'M

Vérifions pM > p'M :

L'effort exercé par le cylindre de roue a la même intensité en E et en E' : E**(3→2) =** : E**(3'→2')**

MN - MT = M'N + M'T

α pM  - β pM  = α p'M  + β p'M  donc : pM = p'M **pM = K p'M ( K constante > 1 )**

Conclusion pM et p'M sont différentes

Application numérique

θA = θA'= 30° = π/6

θB = θB' = 150° = 5π/6

K = 2,3 pM = 2,3 p'M

α = 105

R = 120

f = 0,3 (θM = 90°)

La garniture de la **machoire 2** est **poussée** (**(1→2)** est dirigée vers O ) ( **se rapproche du tambour** )

La garniture de la **machoire 2'** est **poussée** (**(1→2')** est dirigée vers E' ) ( **s'éloigne du tambour** )

C2 > C2' et C = C2 + C2'

Détermination des valeurs :

- couple de freinage C2 maxi en fonction de pa

- pression maxi pM' sur 2'

- couple de freinage C2' en fonction de p'M

- couple de freinage résultant C = C2 + C2'

Couple de freinage maximal C2

( en fonction de pa )

C2 = Moment / ( S, ) des actions de contact ( 2 →1)

= ˄**(2→1))**

En projection sur ( S, ) : C2 = **dT(2→1)**

C2 = dN(2→1)

b étant la largeur de la machoire suivant ( S, ) :

dN(2→1) = pdS = pbRdθ d'où C2 = 2.f.p.dθ

avec p = pM

C2 pour la machoire 2

C2' pour la machoire 2'

Pa = "pression admissible" ( au-delà le matériau risque de se dégrader )

**C2 = ( cosθA - cosθB )**

C2 = dθ donc :

Pression maximale P'M ( sur la machoire 2' )

MN = α pM  ; MT = β pM  ; M'N = α p'M  ; M'T = β p'M  ;

D'où : M'N = MN  ou M'N = MN et M'T = MT  ou M'T = MT

**p'M = pa**

On a : E'(3'→2') = E(3→2) = d'où : E =

Calcul du couple de freinage C2 ( en fonction de **p'M** )

Expression de C2' comparable à C2 ( **pa** remplacé par **p'M** )

**C2' = ( cosθA - cosθB )**

Couple de freinage résultant C ( pour l'ensemble des 2 machoires 2 et 2')

**C = f ( cosθA - cosθB ) (pa +p'M )**

C = C2 + C2' donc

Exprimons C sous forme : C = k . E

avec K = constante pour une disposition constructive donnée

E = effort extérieur à exercer sur les machoires pour atteindre la pression maximale admissible pa sur la machoire 2

D'où : E =

**pa =**

MN = α pM  ou MN = α pa

MT = β pM  ou MT = β pa

E = et M'N = α p'M  ; M'T = β p'M  donc p'M =

D'où : pa + p'M = E donc C = f ( cosθA - cosθB ) E

Finalement :

**C = f ( cosθA - cosθB ) E**

**(1→2)** = composante tangentielle de l'action **(1→2)**

II II varie avec la position de l'axe

Résolution graphique

Sabot court → répartition uniforme des pressions

**(1→2)** est tangente au cercle de rayon r = Rsinφ

Actions appliquées

- en Q : **(1→2)**

- en B :

**-** en C : **(0→2)**

Les forces sont concourantes en I

**(1→2)**+ + **(0→2)** =

Présentation

Couple de freinage = Moment / (S, ) des actions de contact ( 2 →1 )

C = C2 +C2'  (C2 = C2' )

D’où C = 2C2

Pour la position de E définie par la cote a

Mt/ E (**( 1→4 ) )** = 0

Dans ces conditions, le risque d’entrainement par arc boutement de la machoire est nul.

( ce phénomène peut entrainer un auto serrage )

Calcul du couple de freinage

= 2 ˄**(2→1))**

Sur (S, ) on obtient : C = 2 RdT(**2→1**))

D’où : C = 2 R.f.dN(**2→1**))

dN(**2→1**) = pds = pbRdα

b = largeur de la machoire suivant

C = 2 R2.f.p.dα)

Avec p = pM cosα et θ = α + π/2

Donc C = 2bR2.f. pM cosα.dα)

C = 2bR2.f. pM ( sinαA + sinαB )

Avec αA = αB = α0 ( machoires symétriques )

**C = 4bR2.f. pM sinα0**

Analyse des résultats

effort quand la liaison pivot est en O1

Interêt de déplacer le point O vers O4

Dans le cas particulier d'une liaison pivot d'axe (O4, )

IIII = **AUTOSERRAGE**

effort quand la liaison pivot est en O2

effort quand la liaison pivot est en O3

Couple de freinage

- Couple de freinage = Moment / (S, ) des actions de contact ( 2 →1 )

- Equilibre strict de ( 2 ) : ∑ moments / (O, ) C2 = E

- Equilibre de ( 2' ) : C2' = E

- Couple de freinage résultant : C = C2 +C2' d'où **C = E**

*sous la forme C = K.E avec K = constante pour une disposition constructive donnée*

*E = Effort extérieur à exercer*

K = Constante pour une disposition constructive donnée

E = Effort extérieur à exercer sur les machoires

E = dN)cosα = b.R.pM.cos2α)dα

E = ( 2α0 + sin2α0)

D’où pM =

Donc : **C = E**

« a » doit vérifier cette relation avec αA = αB = α0

2 ˄**(2→1))** = ( moment de / E nul )

2 h.dT(**2→1) = 0**

*h = a.cosα – R et dT = f.dN = b.R.dα.p.f = f.b .R.dα.pM.cosα*

2.b.f.R.pM { [α + sin2α - R[ sinα }= 0

2.b.f.R.pM { [ α0 + sin2α0 ] - R[ sinα0 ]}= 0

∫

**a =**

Frein à sangle

Couple de freinage : C = R ( T – t )

Avec t =

C = K.T

( K = constante pour une disposition constructive donnée )

**C = T**

Frein à disque

Couple de freinage C :

Actions de contact

( 2 → 1 ) et ( 2’ → 1 )

C2 et C2’

C = C2 + C2’ avec C2 = C2’

En effet, l’étrier flottant entraine :

**(2→1) = (2’→1)**

Etrier flottant = liberté de déplacement suivant O

Calcul du couple de serrage

Equi usure : p = pM = 2 ˄**(2→1))**

En projection sur O : C = 2 dT(**2→1).**r )

dT(**2→1**) =f.dN(**2→1)** = f.p.dS = f.p.r.dr.dθ

C = f.p) r2.dr.dθ = f. pM r2.dr.dθ = f. pM.r1 r.dr.dθ

**C = 2. f. pM.r1( r22 – r12)**

D’où

Eliminons pM de la relation : **(2→1) =**  dS =pM r.dr.dθ = pM.r1 dr dθ = 2 pM.r1 α (r2– r1)

Donc pM = d’où C = 2f r1 α (r2– r1) (r2+ r1)

**C = 2.f.rmoy (N(2→1) )**

N = effort à exercer sur les patins ;

K = constante pour une disposition constructive donnée

Le moment s'écrit : = **ΔQ. L .**

Hypothèse : le véhicule reste parallèle à ( O, ) pendant le freinage , donc + = et : **ΔQ = h**

Le transfert de charge est donc directement lié :

- à la **masse m** du véhicule

- à sa **décélération γ**

- à son **empattement L**

- à la **hauteur h** de son centre de gravité

- *En freinage* : le couple II**( E→25 )II** fait tourner la **bague de rattrapage ( 25 )** ( liaison hélicoïdale réversible ) sur la partie filetée de la **douille de rattrapage ( 17 )**

La conception de ce montage est telle que : II**( E→25 )II >** II**( 24→25 )II +** II**( 3→25 )II**

Or les composantes tangentielles **( 0→1 )** et **( 0→1 )** et la quantité d'accélération donnent naissance à un moment tendant à provoquer le basculement du véhicule de l'arrière vers l'avant.

Freinage :

**( 0→1 ) = ( 0→1 ) +**

**( 0→1 ) = ( 0→1 ) -**

Moment de basculement :

= - m.γ.h. ( = - γ )

avec γ > 0

Moment ( couple )

- de la surcharge : = **ΔQ**  ( **ΔQ > 0 sur essieu avant )**

- du délestage : = - **ΔQ**  ( **ΔQ < 0 sur essieu arrière )**

D'où : **( 0→1 ) augmente**et **( 0→1 ) diminue** car diminue.

Δc

τcisaillement = 3 MPa

**( 0→1 )** et **( 0→1 )**



































→

→

MA (→) = II → II . d

:

→

⎯ = **25**

⎯ = **45**

⎯ = **45** + **10**

⎯ = **35** + **8**

⎯ = **5**

⎯ = **60**

⎯









 

Σ {τ( Fext🡪S)} = {0}

T M ∈ S / S0

= ………. + ………

= ⎯⎯Δ

= ⎯

II II =

τA∈1/0

Pression =

P =



