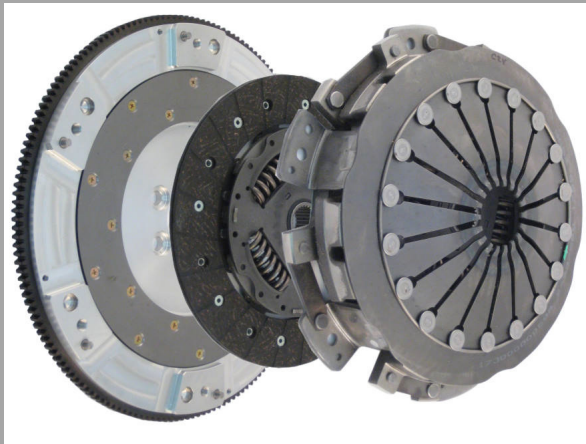
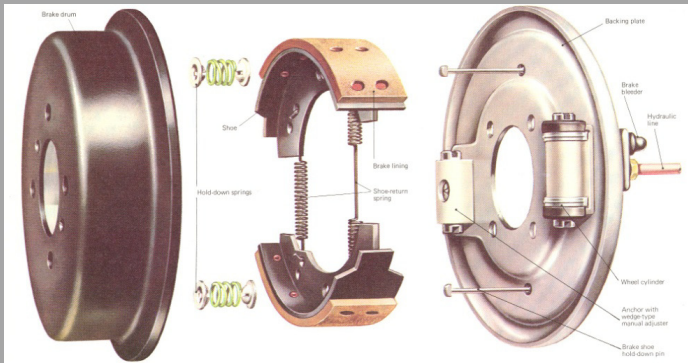


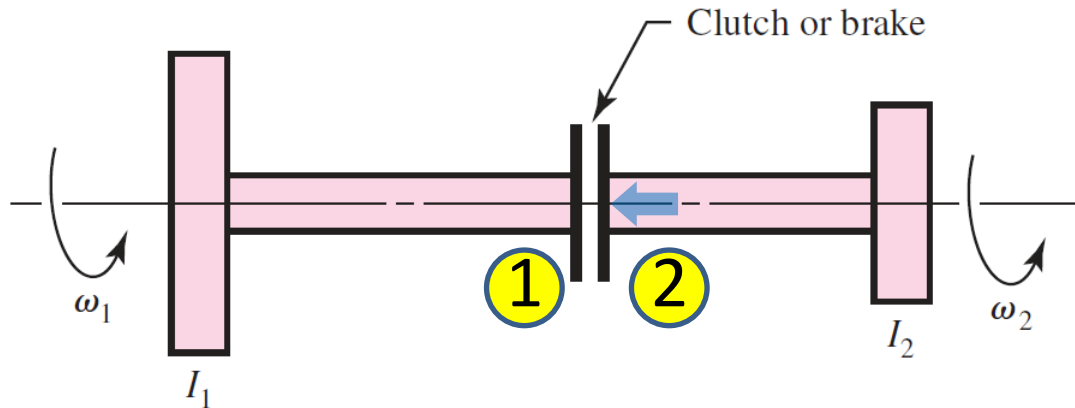
Clutches and Brakes



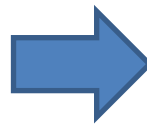
2103320 Des Mach Elem
Mech. Eng. Department
Chulalongkorn University

Introduction (1)

คลัตช์ และ เบรก เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ควบคุมการส่งกำลัง และความเร็วของชิ้นส่วนที่ประกอบกัน ในที่นี้จะพิจารณาคลัตช์ และ เบรก ที่ใช้หลักการของแรงเสียดทานของผิวสัมผัส



เมื่อเลื่อนแผ่น 2 มาติดกับแผ่น 1
จะทำให้แผ่นทั้งสองติดและหมุน
ไปด้วยกันเนื่องจากแรงเสียดทาน



คลัตช์ $\omega_1 = \omega_2 \neq 0$

เบรก $\omega_1 = \omega_2 = 0$

Introduction (2)

สิ่งที่ต้องพิจารณาในการออกแบบคลัตช์ และเบรก

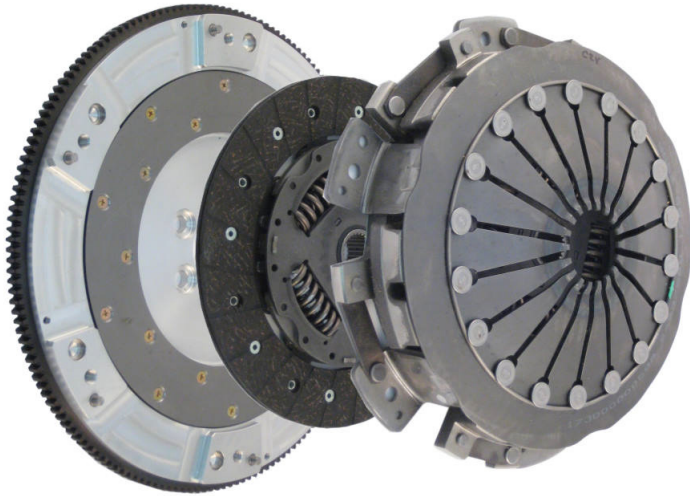
1. แรงที่ใช้กดให้แผ่นคลัตช์ หรือเบรกติดกัน (The actuating force)
2. แรงบิดที่สามารถส่งผ่านได้โดยแผ่นคลัตช์ หรือสามารถเบรกได้ (The torque transmitted)
3. พลังงานที่สูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน (The energy loss)
4. อุณหภูมิที่สูงขึ้นขณะใช้งาน (The temperature rise)

ชนิดของคลัตช์และเบรก

1. Rim types with internal expanding shoes
2. Rim types with external contracting shoes
3. Band types
4. Disk or axial types
5. Cone types
6. Miscellaneous types

Types of clutch and brake (2)

Disk or axial types

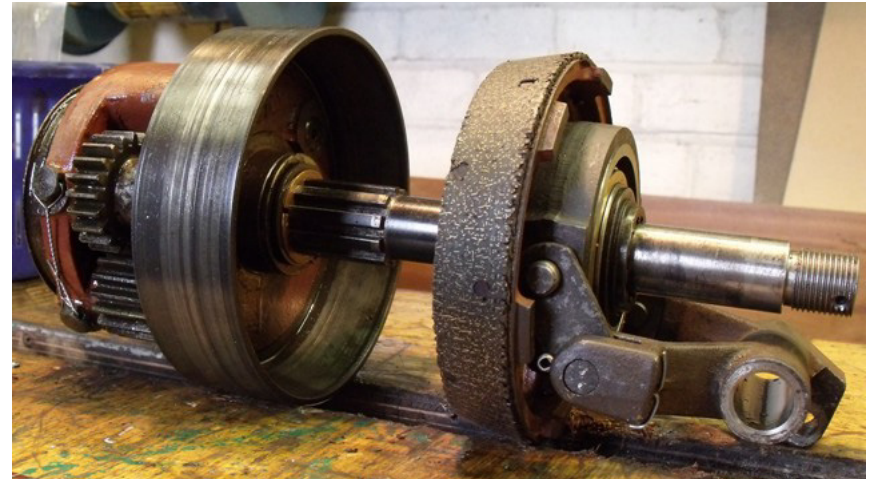


Clutch in automobile



Disk brake & brake pad

Cone types



Internal Expanding Rim type (1)

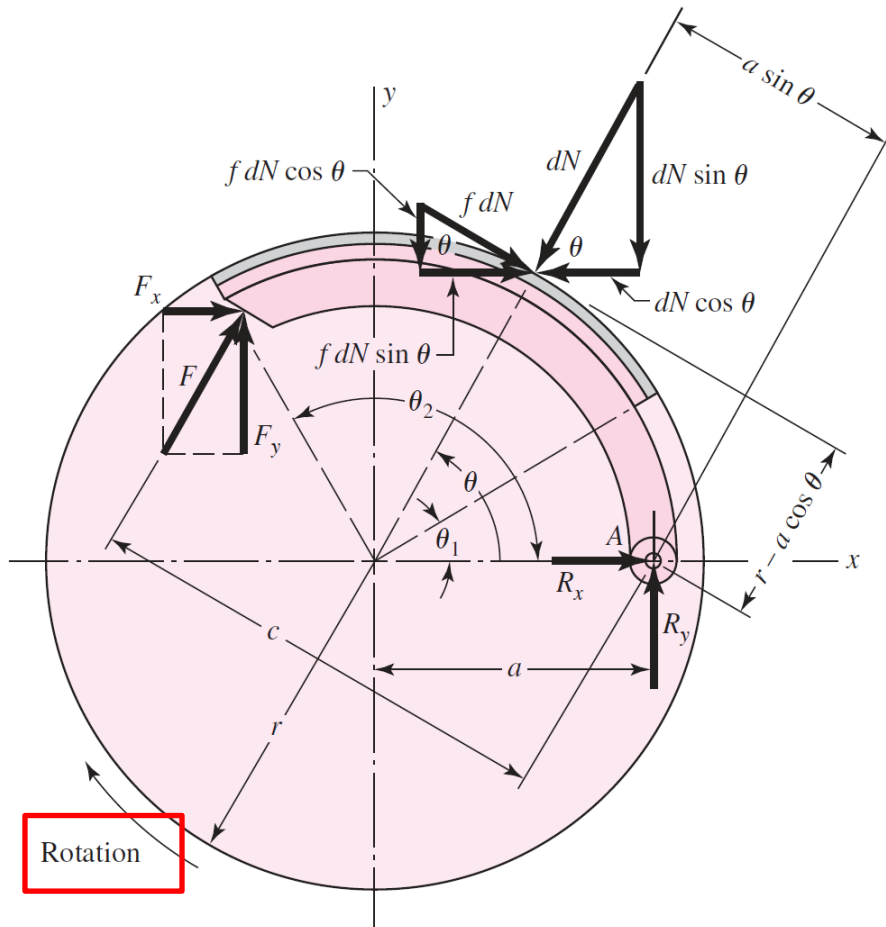
การกระจายความดันที่ผิวเป็นไปตามสมการ

$$p = \frac{P_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

ตัวห้อย a หมายถึงความดันที่มากที่สุด

- ถ้ามุมของ brake shoe น้อยกว่า 90° ความดันสูงสุดจะเกิดที่ด้านปลาย θ_2
- ถ้ามุมมากกว่า 90° ความดันสูงสุดจะเกิดที่ 90°

P_a ขึ้นกับข้อจำกัดของวัสดุ และเกี่ยวข้องกับโดยตรงกับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

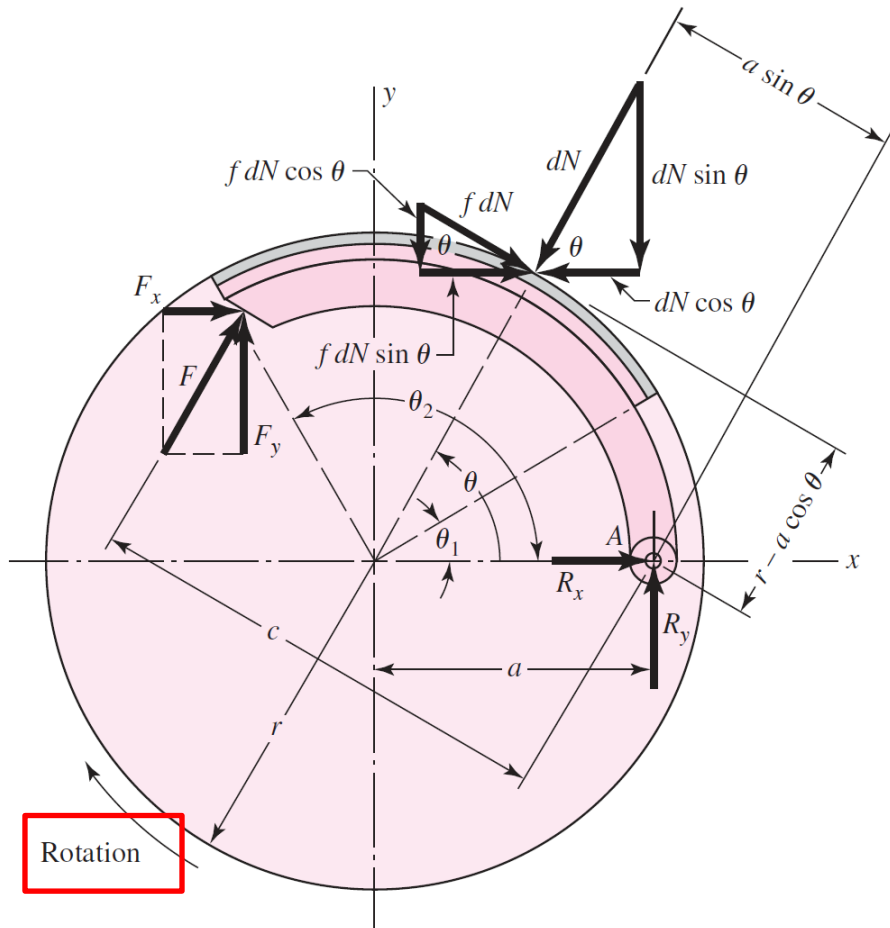


Normal force $dN = pbr d\theta = \frac{p_a br \sin \theta d\theta}{\sin \theta_a}$

b คือความกว้างของ friction material

แกน x ตั้งจากศูนย์กลาง ไป Hinge-pin
แกน y ชี้ไปที่ brake shoe

Internal Expanding Rim type (2)



พิจารณาโมเมนต์รอบจุด A (Hinge pin)

$$M_f = \int f dN (r - a \cos \theta)$$

$$= \frac{f p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_N = \int dN (a \sin \theta)$$

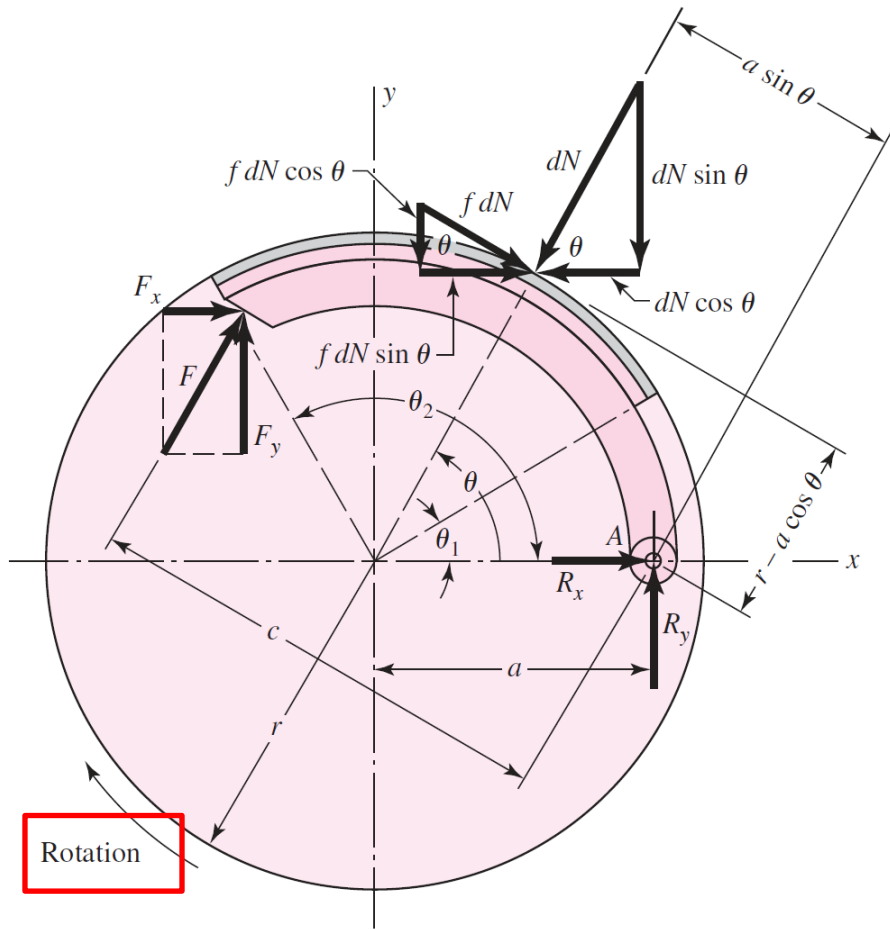
$$= \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

The actuating force, F

$$[\sum M_A = 0] \Rightarrow F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

ถ้า $M_N = M_f$ จะเกิดกรณี Self-locking คือไม่จำเป็นต้องออกแรง F ก็เกิดการจับกันของแผ่นเสียดทานกับ drum ได้

Internal Expanding Rim type (3)



แรงบิดที่ส่งผ่านจาก brake shoe ไปที่ drum
 = แรงบิดของแรงเสียดทานรอบจุดศูนย์กลาง drum

$$T = \int fr dN = \frac{fp_a br^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta$$

$$T = \frac{fp_a br^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a}$$

Hinge-pin reactions

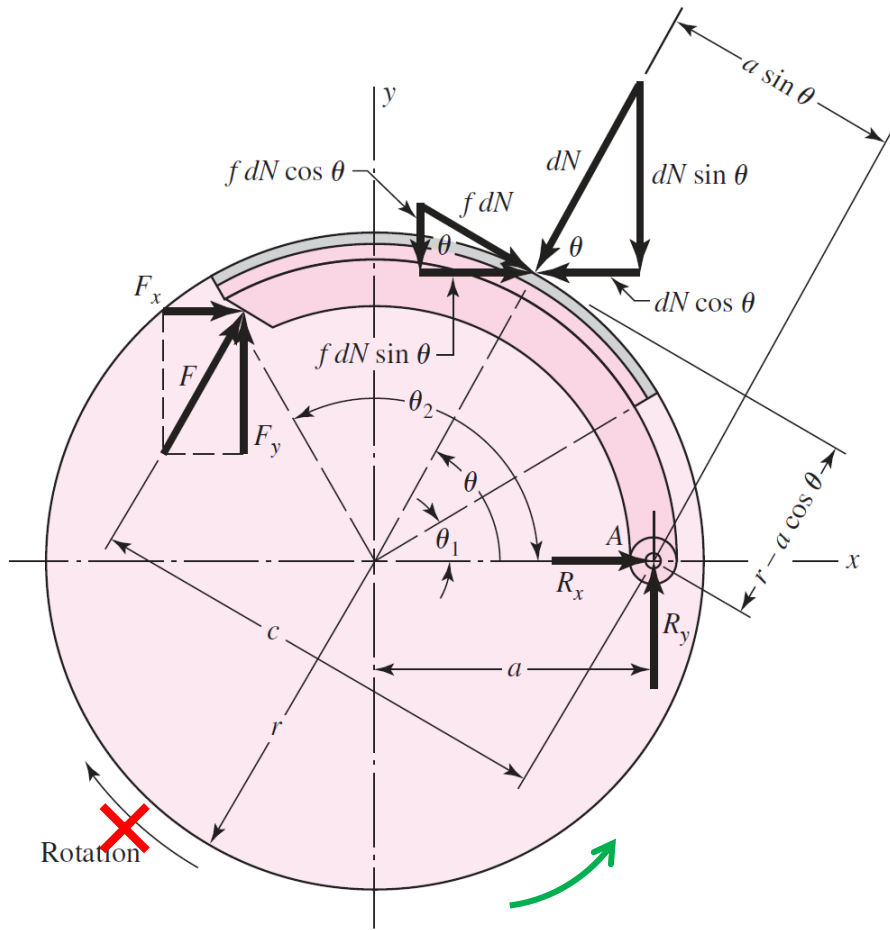
$$[\sum F_x = 0]$$

$$\Rightarrow R_x = \int dN \cos \theta - \int f dN \sin \theta - F_x$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$\Rightarrow R_y = \int dN \sin \theta + \int f dN \cos \theta - F_y$$

Internal Expanding Rim type (4)



หาก drum หมุนกลับด้านกับในรูป
การคำนวณยังเป็นเช่นเดิม ที่แตกต่างกันคือ

The actuating force, F

$$[\sum M_A = 0] \Rightarrow F = \frac{M_N + M_f}{c}$$

กรณีนี้จะไม่ Self-energizing effect และ
ต้องออกแรง F มากกว่า เพื่อให้เกิดแรงเบรก
เท่ากับในกรณีหมุนอีกด้าน

การคำนวณหา Hinge-pin reactions ยังคง
เหมือนเดิม เพียงแต่ทิศทางของแรงเสียด
ทานจะเปลี่ยนแปลงไป

External Contracting Rim type (1)

การคำนวณกรณี External Contracting Rim type ทำได้ทำนองเดียวกับ Internal Expanding Rim type

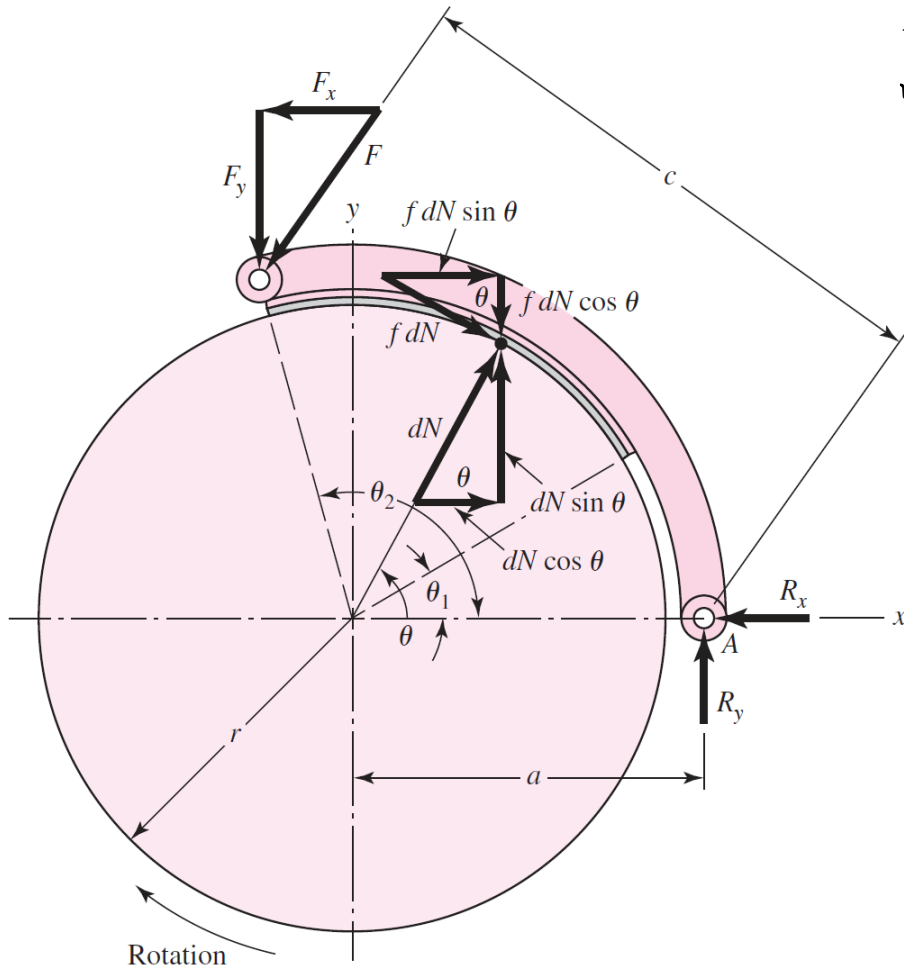
พิจารณาโมเมนต์รอบจุด A (Hinge pin)

$$M_f = \frac{fp_a br}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cdot (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a bra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

The actuating force, F

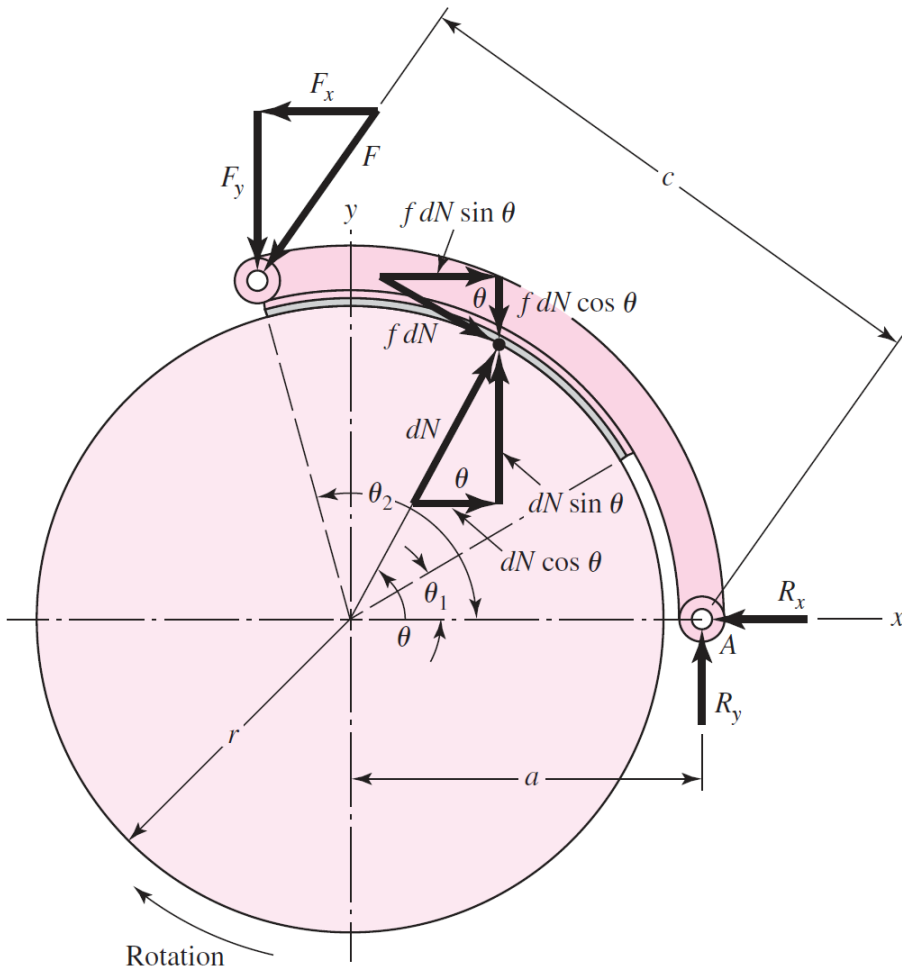
$$[\sum M_A = 0] \Rightarrow F = \frac{M_N + M_f}{c}$$



แกน x ตั้งจากศูนย์กลาง ไป Hinge-pin
แกน y ชี้ไปที่ brake shoe

การหมุนในทิศทางดังรูป จะไม่มี Self-energizing effect

External Contracting Rim type (2)



Hinge-pin reactions

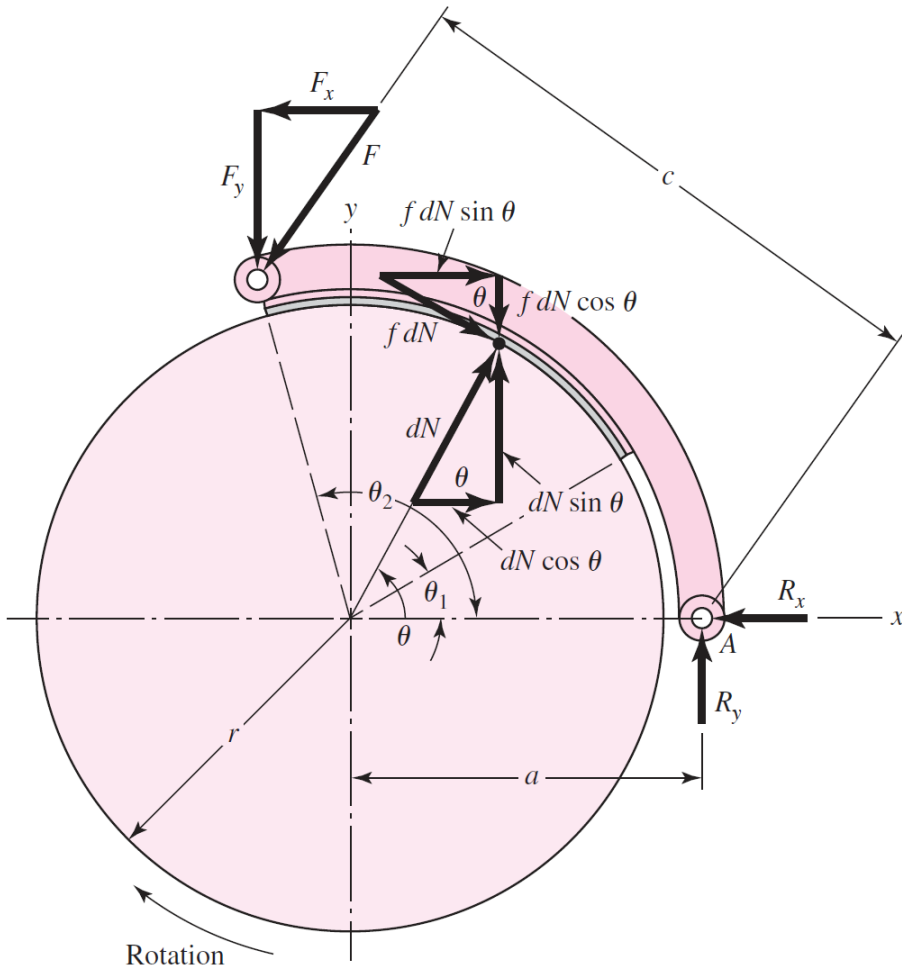
$$[\sum F_x = 0]$$

$$\Rightarrow R_x = \int dN \cos \theta + \int f dN \sin \theta - F_x$$

$$[\sum F_y = 0]$$

$$\Rightarrow R_y = \int f dN \cos \theta - \int dN \sin \theta + F_y$$

External Contracting Rim type (3)



หาก drum หมุนกลับด้านกับในรูป
การคำนวณยังเป็นเช่นเดิม ที่แตกต่างกันคือ

The actuating force, F

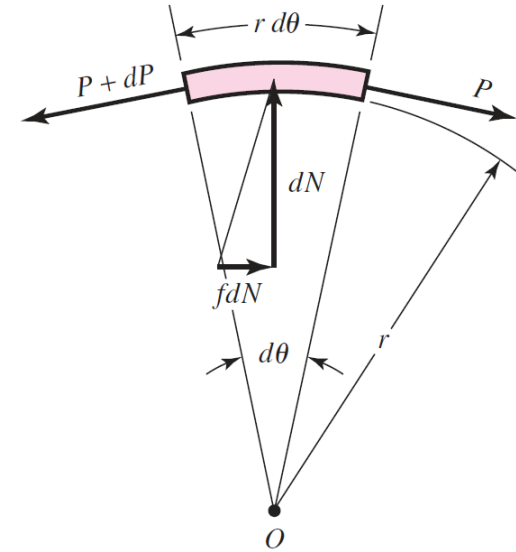
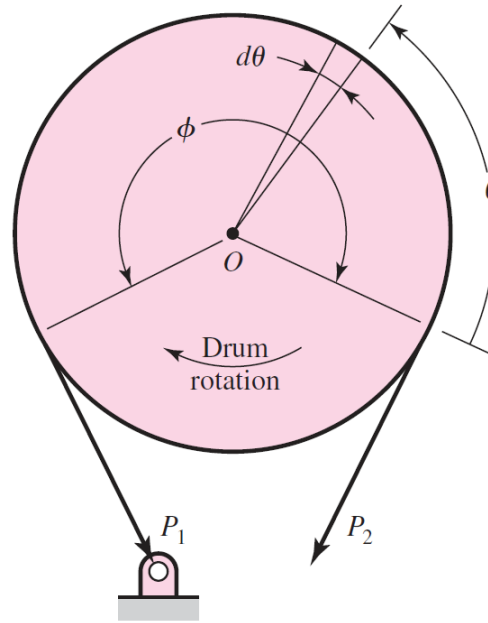
$$[\sum M_A = 0] \Rightarrow F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

กรณีนี้จะเกิด Self-energizing effect ขึ้น

การคำนวณหา Hinge-pin reactions ยังคงเหมือนเดิม เพียงแต่ว่าทิศทางของแรงเสียดทานจะเปลี่ยนแปลงไป

Band-type (1)

เนื่องจากผลของทิศทางการหมุน และแรงเสียดทาน \rightarrow แรง P_2 จะน้อยกว่าแรง P_1



$$[\sum F_y = 0]$$

$$(P + dP) \sin \frac{d\theta}{2} + P \sin \frac{d\theta}{2} - dN = 0$$

$$dN = Pd\theta$$

$$[\sum F_x = 0]$$

$$(P + dP) \cos \frac{d\theta}{2} - P \cos \frac{d\theta}{2} - fdN = 0$$

$$dP - fdN = 0$$

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P} = f \int_0^{\phi} d\theta$$

$$\rightarrow \ln \frac{P_1}{P_2} = f\phi$$

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi}$$

Band-type (2)

แรงบิดที่สร้างได้ = แรงบิดจากแรง P รอบ
จุดศูนย์กลาง drum

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2}$$

จากความสัมพันธ์ของความดัน-แรง-พื้นที่
จะได้

$$dN = pbr d\theta$$

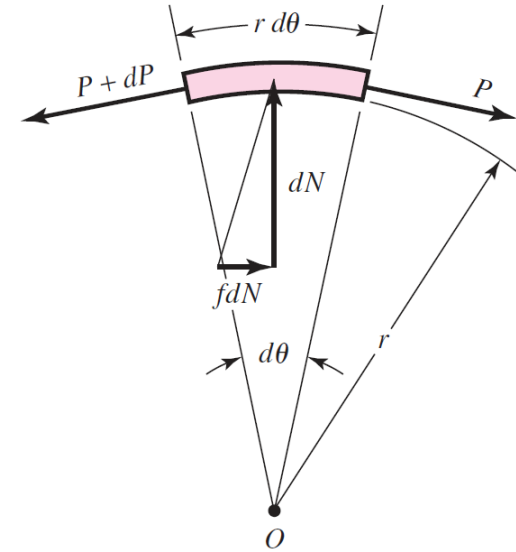
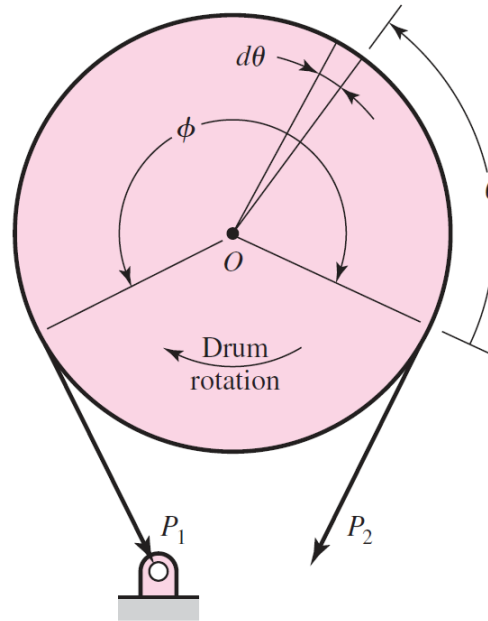
$$P d\theta = pbr d\theta$$



$$p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD}$$

P : แรงดึงใน band brake ที่ตำแหน่งใดๆ

p : ความดันที่กระทำที่ผิว band brake



จะได้ว่าความดันจะแปรผันตรงกับแรงดึงใน
band brake ดังนั้นความดันมากที่สุด จะเกิดที่
 P_1 และมีค่าเท่ากับ

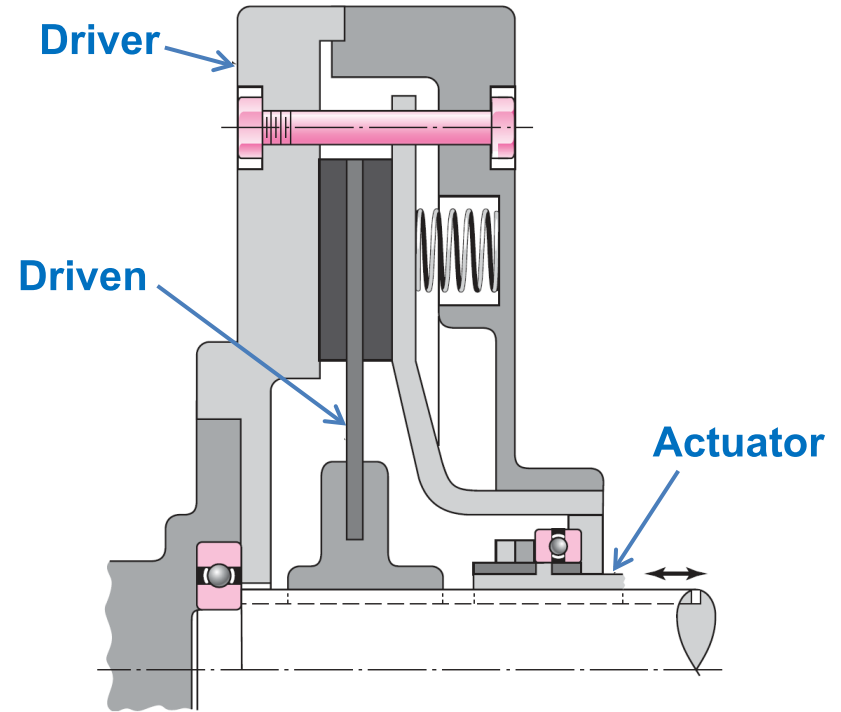
$$p_a = \frac{2P_1}{bD}$$

Frictional-Contact Axial Clutches

1. ถูกนำมาใช้แทน Cone clutch ในหลายๆ ครั้ง
2. ไม่มีผลของ centrifugal effect
3. Large frictional area and can be installed in a small place
4. Effective heat-dissipation surfaces
5. เนื่องจากสามารถสลิปได้ แรงกระแทกในการต่อเพลาจึงเกิดน้อย ต่อเพลาที่ความเร็วสูงได้

การสึกหรอของแผ่นคลัตช์

1. เมื่อคลัตช์ใหม่ แผ่นคลัตช์จะแข็ง (rigid)
2. การสึกหรอจะเกิดมากที่รอบนอกแผ่น (ความดันสม่ำเสมอ แต่รอบนอกสลิปมากกว่า)
3. เมื่อมีการสึกหรอแล้ว การกระจายความดันจะไม่สม่ำเสมอ แต่การสึกหรอจะค่อนข้างสม่ำเสมอแทน



สมมุติฐานการคำนวณ

1. Uniform wear
2. Uniform pressure

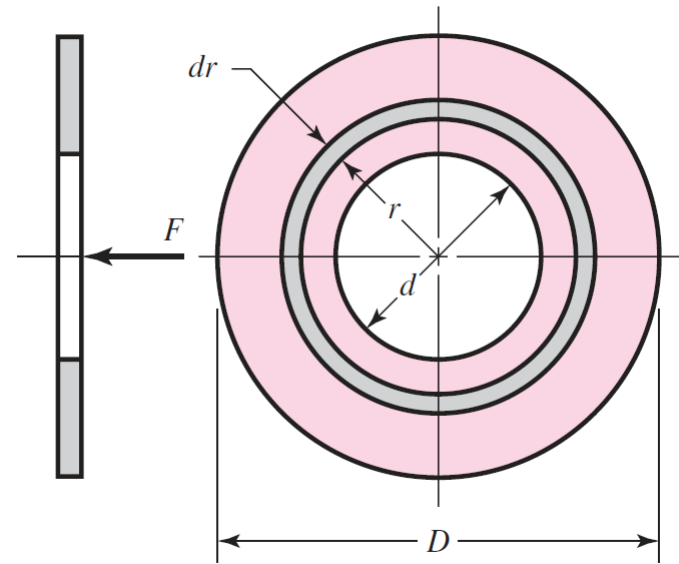
Uniform Wear

เมื่อให้การสึกหรอคงที่ จะได้ว่า

$$pr\omega = (\text{constant})$$

$$pr = p_a r_i = p_a \frac{d}{2}$$

- p : Contact pressure
- p_a : Max. contact pressure
- r : รัศมีที่ตำแหน่งที่พิจารณา
- ω : ความเร็วรอบหมุน



The actuating force, F

$$F = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi pr \, dr = \pi p_a d \int_{d/2}^{D/2} dr = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

Torque, T

$$T = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi f p r^2 \, dr = \pi f p_a d \int_{d/2}^{D/2} r \, dr = \frac{\pi f p_a d}{8} (D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{Ff}{4} (D + d)$$

Uniform Pressure

กรณีนี้ $p = p_a = \text{constant}$

Total actuating force, F

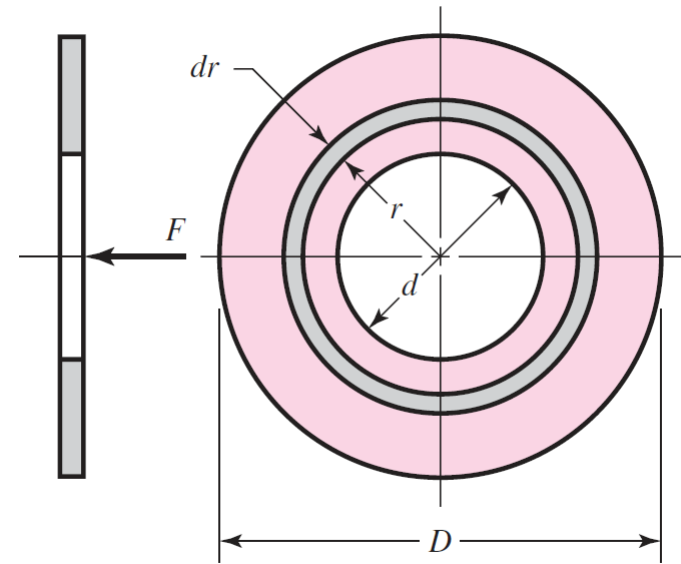
$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

Torque, T

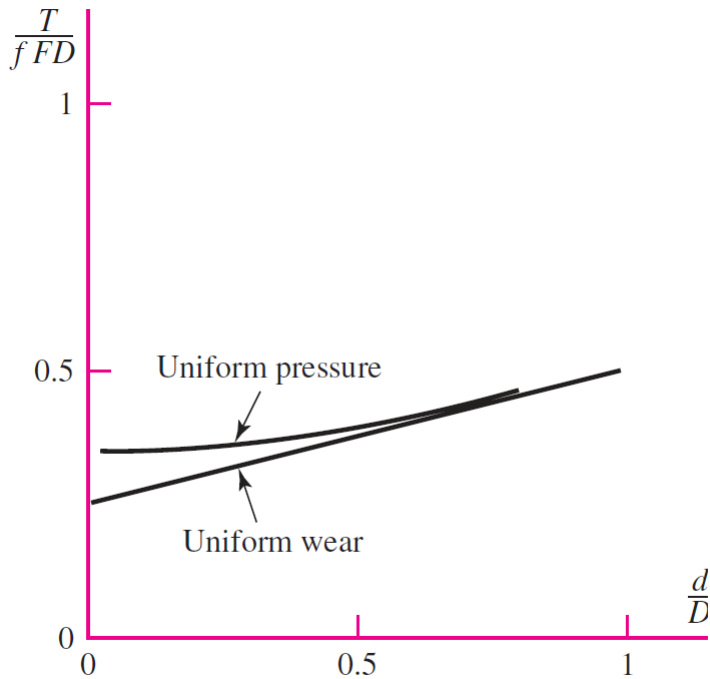
$$T = 2\pi f p_a \int_{d/2}^{D/2} r^2 dr = \frac{\pi f p_a}{12} (D^3 - d^3)$$



$$T = \frac{Ff}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$



Uniform Wear : Uniform Pressure



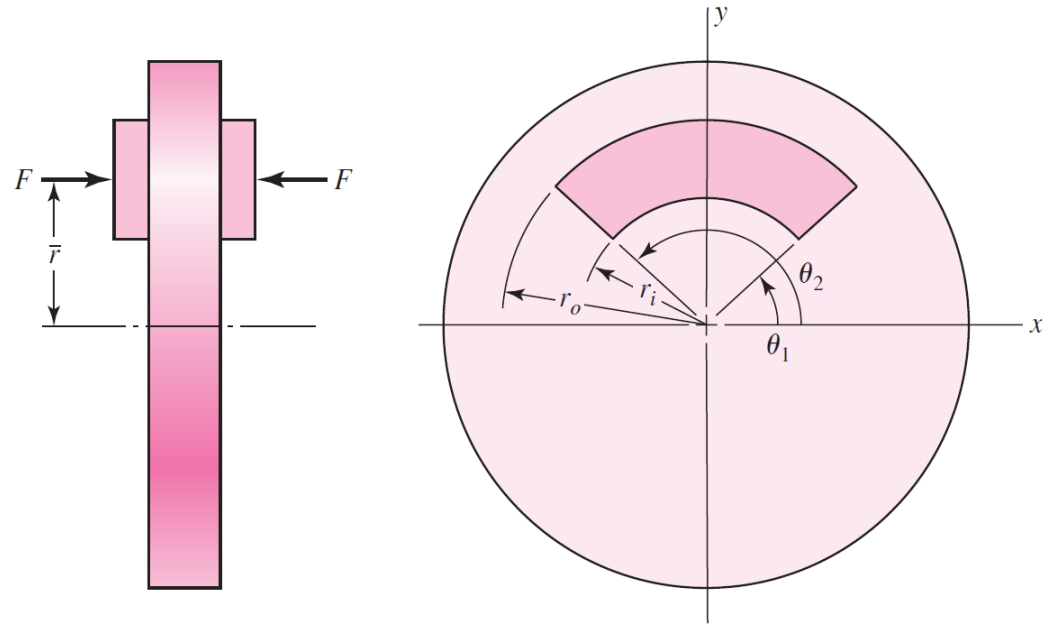
1. สมมุติฐาน Uniform wear จะคำนวณ Transmitted torque ได้น้อยกว่าสมมุติฐาน Uniform pressure
2. หากค่า d/D มากกว่า 0.6 แล้ว ผลการคำนวณทั้ง 2 สมมุติฐานมีค่าใกล้เคียงกัน และเมื่อค่าหนึ่งถึงผล uncertainty ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และผลที่เกิดเมื่อแผ่นคลัตช์มีการสึกหรอเพิ่มขึ้นตามอายุใช้งาน จะถือว่า ทั้ง 2 สมมุติฐานให้ค่าไม่ต่างกัน
3. สมมุติฐาน Uniform wear นิยมใช้กันมากกว่า เนื่องจาก คำนวณได้ปลอดภัยกว่า
4. กรณีที่ต้องการเพิ่ม Transmitted torque โดยมีข้อจำกัดไม่สามารถขยายพื้นที่แผ่นได้ อาจทำได้โดยใช้แผ่นคลัตช์หลายๆ แผ่นซ้อนกันแทน

Disk Brakes (1)

การคำนวณ Disk Brakes ทำได้ทำนองเดียวกับ Clutch ดังนี้

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr$$

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} fpr^2 \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr$$



Equivalent radius, r_e $\Rightarrow fFr_e = T$

$$r_e = \frac{T}{fF} = \frac{\int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr}{\int_{r_i}^{r_o} pr \, dr}$$

Position to center of force, $F\bar{r} = M_x$

$$M_x = F\bar{r} = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} pr(r \sin \theta) \, dr \, d\theta$$

$$\bar{r} = \frac{M_x}{F} = \frac{(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\theta_2 - \theta_1} r_e$$

Disk Brakes (2)

Uniform wear

เมื่อให้การสึกหรอคงที่ จะได้

$$pr = p_a r_i = p_a \frac{d}{2}$$

Actuating force, F

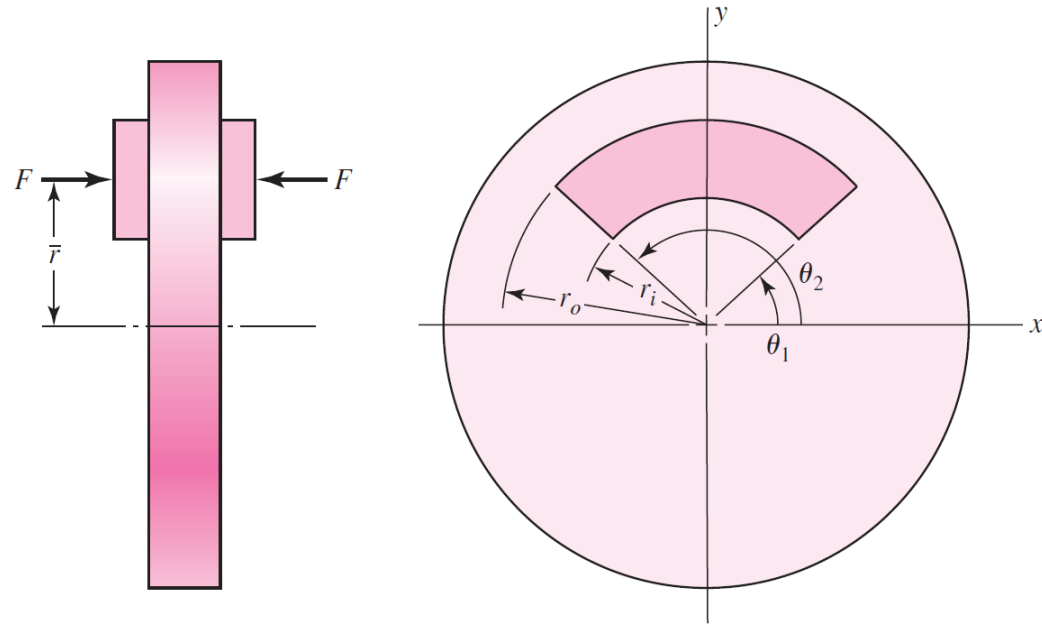
$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} pr \, dr$$

$$\Rightarrow F = (\theta_2 - \theta_1) p_a r_i (r_o - r_i)$$

Transmitted torque, T

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} f pr^2 \, dr \, d\theta = (\theta_2 - \theta_1) f \int_{r_i}^{r_o} pr^2 \, dr$$

$$\Rightarrow T = \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) f p_a r_i (r_o^2 - r_i^2)$$



Equivalent radius, r_e

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2}$$

Position to center of force

$$\bar{r} = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \cdot \frac{r_o - r_i}{2}$$

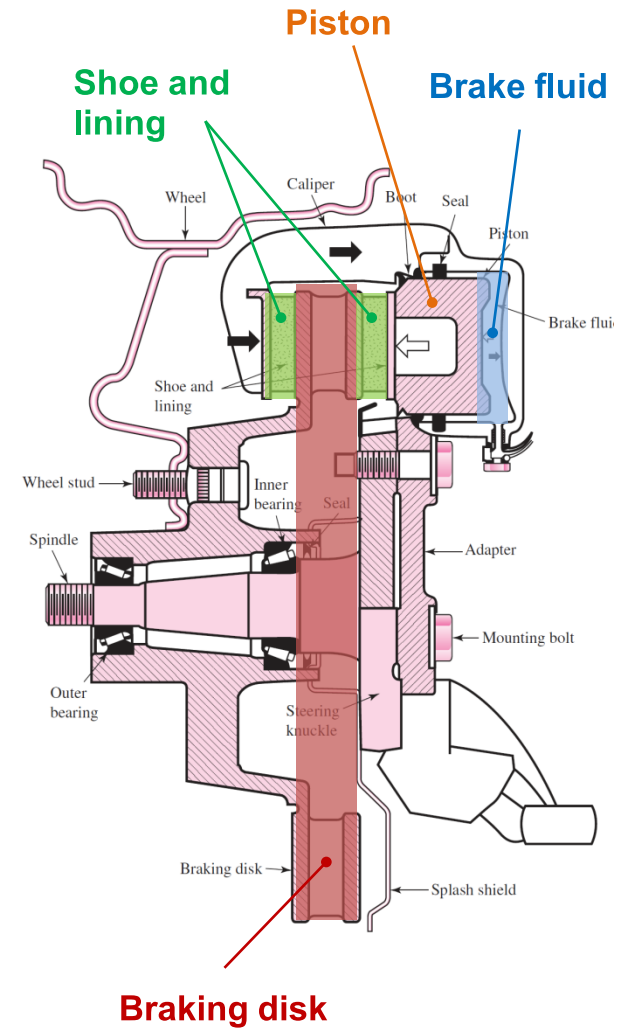
Drum Brakes : Disk Brakes

Drum brakes

- ออกแบบให้ self-energize ได้ ทำให้ออกแรงเบรกน้อยลง
- การเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพียงเล็กน้อย (เช่นจากความร้อน เมื่อทำงานนานๆ) ส่งผลให้แรงเบรกที่ได้ลดลงมาก
- ต้องออกแรงมากขึ้นเพื่อให้ได้แรงเบรกเท่าเดิม

Disk brakes

- ไม่มี self-organizing effect
- ไม่ไวต่อการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
- การออกแบบแบบ floating caliper brake ช่วยลดผลกระทบการสึกกร่อนของผ้าเบรก และคงความดันตลอดพื้นที่ friction pads ให้ค่อนข้างคงที่ได้



Example

Two annular pads, $r_i = 3.875$ in, $r_o = 5.50$ in, subtend an angle of 108° , have a coefficient of friction of 0.37, and are actuated by a pair of hydraulic cylinders 1.5 in in diameter. The torque requirement is 13,000 lbf·in. For uniform wear

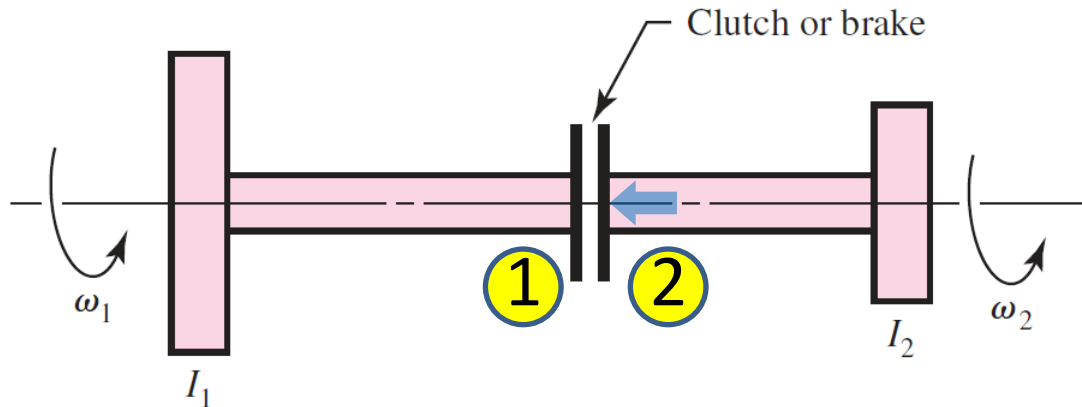
- (a) Find the largest normal pressure p_a .
- (b) Estimate the actuating force F .
- (c) Find the equivalent radius r_e and force location.
- (d) Estimate the required hydraulic pressure

[Ex.16-3 Shigley's Mechanical Engineering Design 9th Edition. Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett]

Energy Considerations (1)

ความสามารถของคลัตช์หรือเบรกถูกจำกัดด้วยปัจจัย 2 ปัจจัย ได้แก่

1. สมบัติวัสดุในการรับความตึง และแรงเสียดทาน \Rightarrow ความสามารถในการรับแรงบิด
2. ความสามารถในการกระจายความร้อน \Rightarrow พลังงานที่เกิด และการกระจายความร้อน



Assumption:

Two shafts are rigid and that the clutch torque is constant

	I_1	I_2
$t = 0$	ω_1	ω_2
$t = t_f$	ω_f	ω_f
Operation is completed		

$$\Rightarrow \begin{cases} I_1 \ddot{\theta}_1 = -T \\ I_2 \ddot{\theta}_2 = T \end{cases}$$

Transmitted torque, T

ขึ้นกับ รูปร่าง, สปส.แรงเสียดทาน, ความตึงสูงสุด

Energy Considerations (2)

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = -T \quad \Rightarrow \quad \dot{\theta}_1 = -\frac{T}{I_1}t + \omega_1$$

$$I_2 \ddot{\theta}_2 = T \quad \Rightarrow \quad \dot{\theta}_2 = \frac{T}{I_2}t + \omega_2$$

Relative velocity

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= \dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2 = \left(-\frac{T}{I_1}t + \omega_1 \right) - \left(\frac{T}{I_2}t + \omega_2 \right) \\ &= \omega_1 - \omega_2 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) t \end{aligned}$$

เวลาที่ใช้จากเริ่มจนถึงคลัตช์ต่อกัน t_f

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_1 &= \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta} &= 0 \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad t_f = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)}{I_1 + I_2}$$

The rate of energy-dissipation

กำลังสูญเสียจากการไถล

$$u = T\dot{\theta} = T \left[\omega_1 - \omega_2 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) t \right]$$

Total energy-dissipation

$$E = \int_0^{t_f} u \, dt = T \int_0^{t_f} \left[\omega_1 - \omega_2 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right) t \right] dt$$

$$E = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(I_1 + I_2)}$$

Energy Considerations (3)

การหา total energy dissipated อาจทำได้ด้วย
หลักการพลังงานดังนี้

	I_1	I_2
$t = 0$	ω_1	ω_2
$t = t_f$	ω_f	ω_f
Operation is completed		

$$\Rightarrow E_0 = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_2^2$$

$$\Rightarrow E_f = \frac{1}{2} I_1 \omega_f^2 + \frac{1}{2} I_2 \omega_f^2$$

Total energy-dissipation

$$E = E_0 - E_f = \frac{1}{2} I_1 (\omega_1^2 - \omega_f^2) + \frac{1}{2} I_2 (\omega_2^2 - \omega_f^2)$$



$$E = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(I_1 + I_2)}$$

$$\dot{\theta}_1 = -\frac{T}{I_1} t + \omega_1 \Rightarrow \omega_f = -\frac{T}{I_1} t_f + \omega_1$$

$$\dot{\theta}_2 = \frac{T}{I_2} t + \omega_2 \Rightarrow \omega_f = \frac{T}{I_2} t_f + \omega_2$$

$$\omega_1 - \omega_2 = T t_f \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} \right)$$

Energy Considerations (Brake)

ในการเบรก ชิ้นส่วนของ drum หรือ disk มีการ
หมุน แต่ brake pad ไม่มีการหมุน

	I_1	$I_2=0$
$t = 0$	ω_1	0
$t = t_f$ Operation is completed	ω_f	0

$$\Rightarrow E_0 = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2$$

$$\Rightarrow E_f = \frac{1}{2} I_1 \omega_f^2$$

Total energy-dissipation

$$E = E_0 - E_f = \frac{1}{2} I_1 \omega_1^2 - \frac{1}{2} I_1 \omega_f^2$$



$$E = \frac{1}{2} I_1 (\omega_1^2 - \omega_f^2)$$

ถ้าคิดโดยหาความเร็วการไถล และพลังงานจาก
การไถล ก็จะได้ผลเช่นเดียวกัน

Temperature Rise

Total energy dissipated จะถูกเปลี่ยนมาเป็นพลังงานความร้อน โดยอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นหาได้จาก

$$E = mC_p \Delta T$$

m : mass of clutch or brake parts, kg

C_p : specific heat capacity

500 J/(kg-°C) for steel or cast iron

ΔT : temperature rise, °C

อุณหภูมิที่สูงขึ้นจะถ่ายเทสู่สิ่งแวดล้อม อุณหภูมิจะลดลงดังแสดงด้วยสมการ

$$\frac{T - T_\infty}{T_1 - T_\infty} = \exp\left(-\frac{\bar{h}_{CR} A}{WC_p} t\right)$$

T : temperature at time t

A : lateral surface area

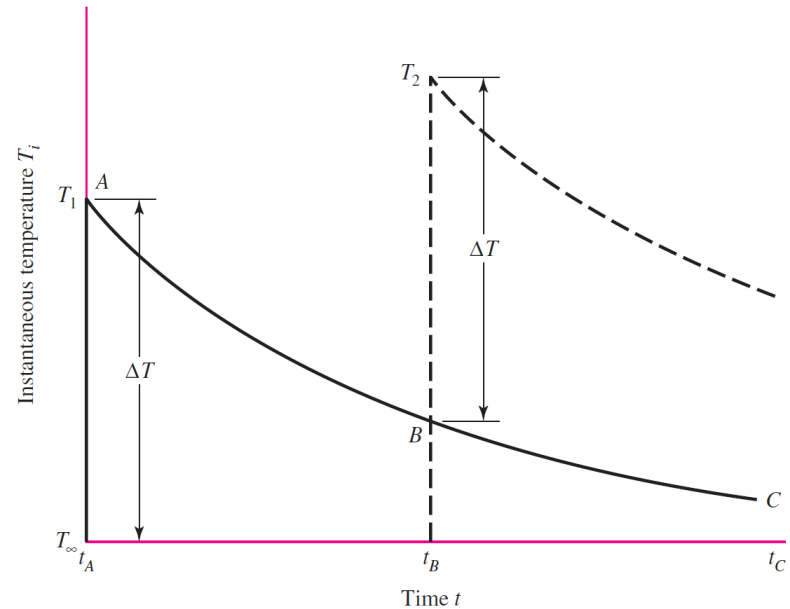
T_1 : initial temperature

W : mass of the object

T_∞ : environment temperature

C_p : specific heat capacity

\bar{h}_{CR} : overall coef. of heat transf.



The effect of clutching or braking operation on temperature.

The temperature rise may be different for each operation.

Friction Materials (1)

Area of Friction Material Required for a Given Average Braking Power

Duty Cycle	Typical Applications	Ratio of Area to Average Braking Power, $\text{in}^2/(\text{Btu/s})$		
		Band and Drum Brakes	Plate Disk Brakes	Caliper Disk Brakes
Infrequent	Emergency brakes	0.85	2.8	0.28
Intermittent	Elevators, cranes, and winches	2.8	7.1	0.70
Heavy-duty	Excavators, presses	5.6–6.9	13.6	1.41

	Woven Lining	Molded Lining	Rigid Block
Compressive strength, kpsi	10–15	10–18	10–15
Compressive strength, MPa	70–100	70–125	70–100
Tensile strength, kpsi	2.5–3	4–5	3–4
Tensile strength, MPa	17–21	27–35	21–27
Max. temperature, °F	400–500	500	750
Max. temperature, °C	200–260	260	400
Max. speed, ft/min	7500	5000	7500
Max. speed, m/s	38	25	38
Max. pressure, psi	50–100	100	150
Max. pressure, kPa	340–690	690	1000
Frictional coefficient, mean	0.45	0.47	0.40–45

Some Properties of Brake Linings

Friction Materials (2)

Friction Materials for Clutches

Material	Friction Coefficient		Max. Temperature		Max. Pressure	
	Wet	Dry	°F	°C	psi	kPa
Cast iron on cast iron	0.05	0.15–0.20	600	320	150–250	1000–1750
Powdered metal* on cast iron	0.05–0.1	0.1–0.4	1000	540	150	1000
Powdered metal* on hard steel	0.05–0.1	0.1–0.3	1000	540	300	2100
Wood on steel or cast iron	0.16	0.2–0.35	300	150	60–90	400–620
Leather on steel or cast iron	0.12	0.3–0.5	200	100	10–40	70–280
Cork on steel or cast iron	0.15–0.25	0.3–0.5	200	100	8–14	50–100
Felt on steel or cast iron	0.18	0.22	280	140	5–10	35–70
Woven asbestos* on steel or cast iron	0.1–0.2	0.3–0.6	350–500	175–260	50–100	350–700
Molded asbestos* on steel or cast iron	0.08–0.12	0.2–0.5	500	260	50–150	350–1000
Impregnated asbestos* on steel or cast iron	0.12	0.32	500–750	260–400	150	1000
Carbon graphite on steel	0.05–0.1	0.25	700–1000	370–540	300	2100

*The friction coefficient can be maintained with ± 5 percent for specific materials in this group.

Friction Materials (3)

Characteristics of Friction Materials for Brakes and Clutches

Material	Friction Coefficient f	Maximum Pressure P_{max} , psi	Maximum Temperature		Maximum Velocity V_{max} , ft/min	Applications
			Instantaneous, °F	Continuous, °F		
Cermet	0.32	150	1500	750		Brakes and clutches
Sintered metal (dry)	0.29–0.33	300–400	930–1020	570–660	3600	Clutches and caliper disk brakes
Sintered metal (wet)	0.06–0.08	500	930	570	3600	Clutches
Rigid molded asbestos (dry)	0.35–0.41	100	660–750	350	3600	Drum brakes and clutches
Rigid molded asbestos (wet)	0.06	300	660	350	3600	Industrial clutches
Rigid molded asbestos pads	0.31–0.49	750	930–1380	440–660	4800	Disk brakes
Rigid molded nonasbestos	0.33–0.63	100–150		500–750	4800–7500	Clutches and brakes
Semirigid molded asbestos	0.37–0.41	100	660	300	3600	Clutches and brakes
Flexible molded asbestos	0.39–0.45	100	660–750	300–350	3600	Clutches and brakes
Wound asbestos yarn and wire	0.38	100	660	300	3600	Vehicle clutches
Woven asbestos yarn and wire	0.38	100	500	260	3600	Industrial clutches and brakes
Woven cotton	0.47	100	230	170	3600	Industrial clutches and brakes
Resilient paper (wet)	0.09–0.15	400	300		$PV < 500\,000$ psi · ft/min	Clutches and transmission bands