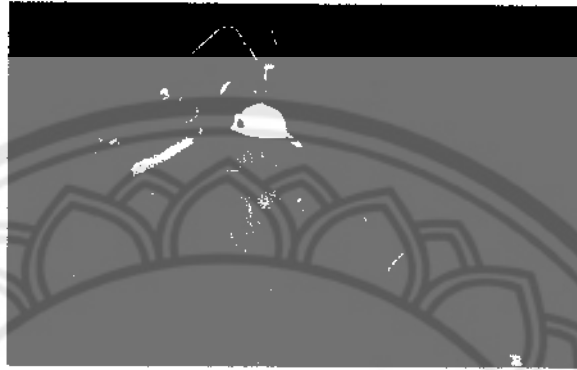




ภาคผนวก ก.
ภาพขั้นตอนการทำวิจัย



รูปที่ ก-1 แสดงการประกอบเครื่องต้นแบบ



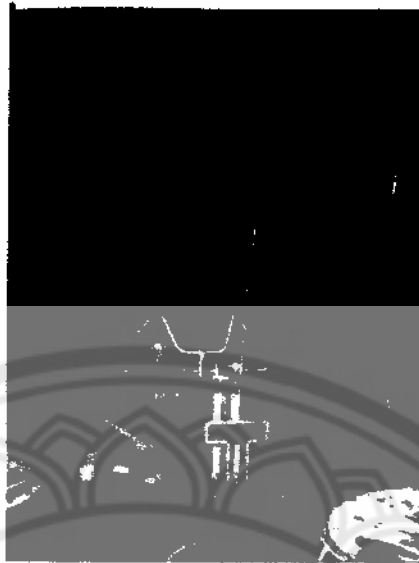
รูปที่ ก-2 แสดงเคลื่อนย้ายเครื่องต้นแบบในขณะที่ทำการทดลอง



รูปที่ ก-3 แสดงการไหลของน้ำกระทบใบกังหัน



รูปที่ ก-4 แสดงการวัดค่าแรงดันไฟฟ้า



รูปที่ ก-5 แสดงแรงพุ่งของน้ำ



รูปที่ ก-6 แสดงการทดลองสูบน้ำขึ้นที่สูง

ภาคผนวก ข.

การวัดอัตราการไหลของน้ำ

การวัดอัตราการไหลของแม่น้ำ

อัตราการไหลในหน้าตัดย่อย (Q_i) หาได้จาก

$$Q_i = \bar{V}_i A_i$$

เมื่อ A_i คือพื้นที่หน้าตัดย่อยที่ i

ดังนั้น อัตราการไหลทั้งหมดที่ผ่านหน้าตัดลำน้ำเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลในหน้าตัดย่อยตลอดหน้าตัดลำน้ำ คือ

$$Q = \sum_{i=1}^m Q_i = \sum_{i=1}^m \bar{V}_i A_i$$

ในแม่น้ำขนาดใหญ่ จะมีความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วกระแสน้ำได้ ถ้าใช้เครื่องมือวัดความเร็วกระแสน้ำเพียง 1 เครื่อง แล้วหย่อนเครื่องมือโดยใช้เรือแล่นตัดแม่น้ำ จะมีทั้งผลของเวลาและความเที่ยงตรงต่อระยะทางที่อาจจะไม่ใช่หน้าตัดจริง เพราะขณะที่เรือแล่นตัดขวางตามหน้าตัดแม่น้ำ จะทำให้เรือมีเวกเตอร์ความเร็วเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ประกอบกับการใช้เวลาที่ไม่เท่ากันหรือใกล้เคียงกันในการวัด และการมีคลื่นน้ำหรือเรือลำอื่นแล่นผ่าน ทำให้เกิดความคลาดเคลื่อนในการวัดได้ ดังนั้น ถ้าหากเป็นไปได้ ก็ควรจะใช้เครื่องมือวัดความเร็วกระแสน้ำหลายๆ เครื่อง หย่อนลงจากสะพานพร้อมๆ กัน จะได้ค่าที่ถูกต้องยิ่งขึ้น

เครื่องมือวัดผลต่างความดัน (differential head meter)

เมื่อมีการไหลในท่อจะทำให้ความเร็วเพิ่มขึ้น ในขณะที่ความดันลดลงที่ส่วนแคบ การลดลงของความดันระหว่างการไหลในท่อที่ไม่ถูกรบกวนการไหลผ่านส่วนแคบ จะมีความสัมพันธ์กับอัตราการไหลในท่อ เครื่องมือสำหรับวัดผลต่างความดันในท่อที่มีลักษณะเป็นเครื่องมือส่วนแคบ ได้แก่ มาตรฐานแบบเวนจูรี มาตรฐานแบบหัวฉีด และมาตรฐานแบบรูกระจายเป็นต้นแสดงดังรูปที่ ข-1

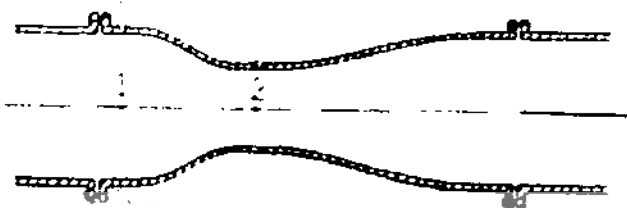
โดยที่ผลต่างจากความดันอาจวัดได้จากมานิเตอร์วัดความแตกต่างของระดับปรอท หรือมาตรฐานวัดความดัน ในการติดตั้งเครื่องมือเหล่านี้ควรจะมีท่อตรงที่มีความยาวอย่างน้อยเป็น 10 เท่าของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อก่อนที่จะมีการไหลผ่านเครื่องมือ และมาตรฐานแบบเวนจูรีจะมีการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุด เมื่อเทียบกับ 2 เครื่องมือ

4400451/TS

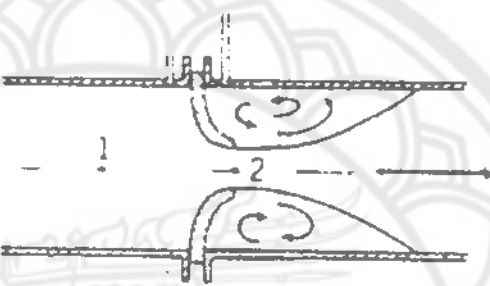
870

ศ 958 ด

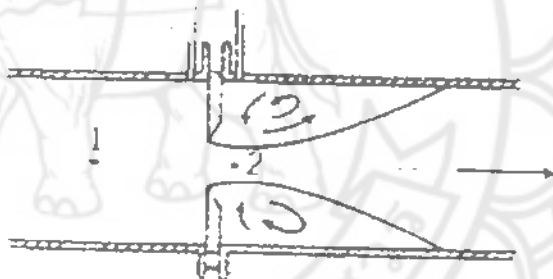
2543



(ก) มาตรฐานแบบเวนจอร์



(ข) มาตรฐานแบบหัวถีด



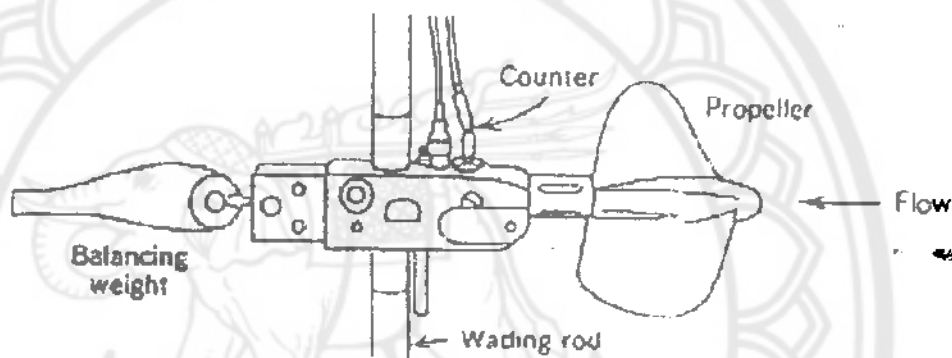
(ค) มาตรฐานแบบบูรณะบาย

รูปที่ ข-1 เครื่องมือวัดอัตราการไหลแบบวัดผลต่างความดัน

อัตราไหลในลำน้ำ (Streamflow)

การไหลในลำน้ำเป็นส่วนหนึ่งในวงจรอุทกศาสตร์ ซึ่งน้ำจากพื้นที่รับน้ำมักจะไหลรวมลงสู่ลำน้ำหลักสายเดียว ทำให้สามารถวัดปริมาณน้ำทั้งหมดที่ไหลออกจากพื้นที่ได้

การบันทึกอัตราการไหลในลำน้ำอย่างต่อเนื่องจะสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและระดับน้ำ (Water level) ในลำน้ำได้ สำหรับในลำน้ำขนาดเล็ก มักจะใช้ฝายน้ำล้น (weir) หรือรางวัดน้ำ (flume) ซึ่งสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและระดับน้ำได้ในห้องปฏิบัติการทางชลศาสตร์หรือวัดข้อมูลจริงในสนาม



รูปที่ ข-1 เครื่องมือวัดความเร็วชนิดใบจักร

ในลำน้ำขนาดใหญ่ สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและระดับน้ำได้โดยใช้เครื่องมือวัดความเร็วกระแสน้ำ (current meter) ซึ่งมี 2 ชนิด คือ เครื่องมือวัดความเร็วชนิดใบจักรหรือใบพัด (propeller meter) และเครื่องมือวัดชนิดกรวยหมุน (price current meter) ประกอบด้วยทุ่นน้ำหนักถ่วง และกรวยหมุน โดยหลักการทำงานก็คือเมื่อหย่อนเครื่องมือวัดความเร็วกระแสน้ำลงไปที่ตำแหน่งใดๆ ในลำน้ำกรวยจะหมุนเป็นจำนวน N รอบ / เวลา ซึ่งเครื่องมือวัดความเร็วกระแสน้ำ V กับจำนวน N รอบ / เวลา เป็นสมการเฉพาะ

ภาคผนวก ก.

ข้อมูลทางอุทกศาสตร์

ข้อมูลทางอุทกศาสตร์ มีความสำคัญและจำเป็นมากในการนำมาวิเคราะห์ปัญหาต่างๆ โดยข้อมูลต่างๆ จะต้องอาศัยระยะเวลาและค่าใช้จ่ายในการเก็บข้อมูลค่อนข้างมาก ซึ่งสามารถแบ่งการหาข้อมูลทางอุทกศาสตร์ได้ 2 วิธีใหญ่ๆคือ

1. การหาข้อมูลจากหน่วยงานต่างๆ ในปัจจุบันมีหน่วยงานราชการหรือองค์การของรัฐหลายแห่ง ได้ติดตั้งสถานีจัดเก็บข้อมูลทางอุทกวิทยา โดยจัดเก็บเป็นข้อมูลทางสถิติ กราฟ ตาราง โดยรวบรวมไว้ในเครื่องคอมพิวเตอร์ เช่นกรมอุตุนิยมวิทยา กรมอุตุนิยมวิทยา กรมอุทกศาสตร์ กรมทรัพยากรธรณี การประปานครหลวง การท่าเรือแห่งประเทศไทย สำนักงานปฏิบัติการฝนหลวง เป็นต้น

2. การหาข้อมูลจากพื้นที่จริง โดยการออกสำรวจพื้นที่โครงการจริง ในเบื้องต้นของการปฏิบัติงาน ผู้ดำเนินการออกสำรวจ จะต้องจัดเตรียมแผนการเก็บข้อมูล เครื่องมือต่างๆที่จำเป็น สมุดสนาม กราฟบันทึกข้อมูล กล้องถ่ายรูป การออกภาคสนามควรออกสำรวจข้อมูลจริงทั้งในพื้นที่โครงการและพื้นที่รอบๆที่จะมีผลต่อเนื่องกับพื้นที่โครงการ

ปริมาณน้ำ(quantity of water)

ปริมาณน้ำ (quantity of water) ในโครงการวิศวกรรมแหล่งน้ำที่สลับซับซ้อนหลายๆ โครงการ ถ้าหากมีการวิเคราะห์ทางชลศาสตร์ที่ดีจะช่วยให้สามารถแก้ปัญหาต่างๆ ได้ดีขึ้น และเนื่องจากโครงการต่างๆ มักจะมีจุดมุ่งหมายที่จะควบคุมน้ำหรือสนใจการใช้ น้ำ ดังนั้น คำถามทั่วไปที่เกี่ยวกับปริมาณน้ำที่จะหาตามวัตถุประสงค์คือ “มีความต้องการน้ำเท่าไร” ซึ่งเป็นการยากมากที่จะหาคำตอบได้ถูกต้อง จำเป็นต้องให้ความสำคัญทางด้านสังคม และเศรษฐศาสตร์ควบคู่ไปกับการทางวิศวกรรมแหล่งน้ำด้วย

สำหรับในประเทศไทยมีพื้นที่ประมาณ 512,870 ตารางกิโลเมตร และมีปริมาณฝนที่ตกในแต่ละปี โดยเฉลี่ยประมาณ 1,700 มิลลิเมตร ดังนั้นในแต่ละปี จะมีปริมาณน้ำที่ได้รับจากฝนประมาณ 800,000 ล้านลูกบาศก์เมตรต่อปี เมื่อหักการสูญเสียดังๆ เช่น การซึมลงดิน การระเหย การดัก ก็เหลือปริมาณน้ำผิวดินที่ไหลลงสู่ลำน้ำประมาณ 199,200 ล้านลูกบาศก์เมตรต่อปี

ในปัจจุบัน กรมชลประทานและหน่วยงานต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการพัฒนาแหล่งน้ำสามารถควบคุมและกักเก็บน้ำตามแม่น้ำ ลำคลอง และอ่างเก็บน้ำต่างๆ ทั้งประเทศได้ประมาณปีละ 37,740

ล้านลูกบาศก์เมตร หรือประมาณ 19% ของปริมาณน้ำผิวดินที่ไหลลงสู่ลำน้ำทั้งหมดในแต่ละปี ปริมาณน้ำที่ได้รับการพัฒนา

คุณภาพน้ำ (water quality)

คุณภาพน้ำ (water quality) ปัจจุบันปัญหามลภาวะทางน้ำมีมากขึ้นตามความเจริญเติบโตของชุมชน การเกษตร การอุตสาหกรรม ในการศึกษาโครงการที่เกี่ยวข้องกับงานทางวิศวกรรมแหล่งน้ำ จึงต้องมีการเก็บตัวอย่างน้ำมาทดสอบคุณภาพน้ำ เพื่อเปรียบเทียบคุณภาพน้ำ ประเทศไทยมีหน่วยงานต่างๆที่เกี่ยวข้องกับการควบคุมมาตรฐานคุณภาพน้ำ เช่น กรมควบคุมมลพิษ กรมส่งเสริมคุณภาพสิ่งแวดล้อม กรมอนามัย กระทรวงสาธารณสุข และกรมโรงงานอุตสาหกรรม กระทรวงอุตสาหกรรม เป็นต้น



ภาคผนวก ง.
เครื่องกังหันน้ำ(water turbine)

ชนิดของ Turbines

Turbine มีอยู่หลายประเภทซึ่งมีคุณสมบัติแตกต่างกันไปให้สามารถเลือกใช้ตามความเหมาะสมกับการใช้งาน turbine นั้นแบ่งได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ impulse turbine และ kaplam turbine

Impulse turbine คือ turbine ที่ อาศัยน้ำฉีดเข้าไปกระทบใบพัดโดยตรงทางน้ำเข้าและทางน้ำออกจะเป็นทางเดียวกัน(แนวเดียวกันตามจุดมคติ) โดย Jet จากหัวฉีดจะกระทบ vanes ของ turbine wheel (runner) ทำให้ runner หมุนเกิดเป็นกำลัง กำลังสูงสุดของ turbine จะเกิดเมื่อ vane speed = (1/2) Jet speed ดังนั้นจะได้สูตร

$$P = Qrh_t = \rho Q(V_j^2/2)$$

$h_t =$ head ที่ให้ turbine = $(V_j^2/2g)$; $V_j =$ jet speed

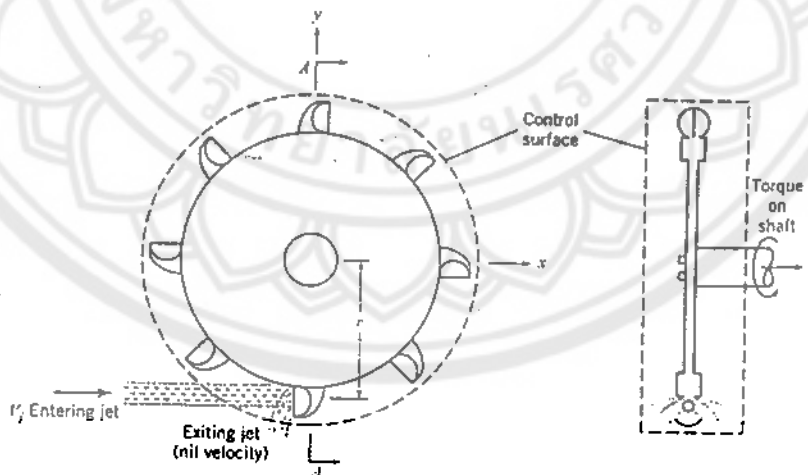
Torque บนเพลลาของ turbine คำนวนจาก

$$T = \rho Q V_j r$$

กำลัง $P = T\omega = \rho Q V_j r \omega$

ถ้าความเร็วของ Turbine เท่ากับ $V_j/2$ จะได้ค่ากำลังสูงสุดตามสมการที่ผ่านมา $P = \rho Q(V_j^2/2)$

โดยพิจารณาจากรูปที่ ง - 1



รูปที่ ง-1 Entering jet กระทบ vanes ของ turbine

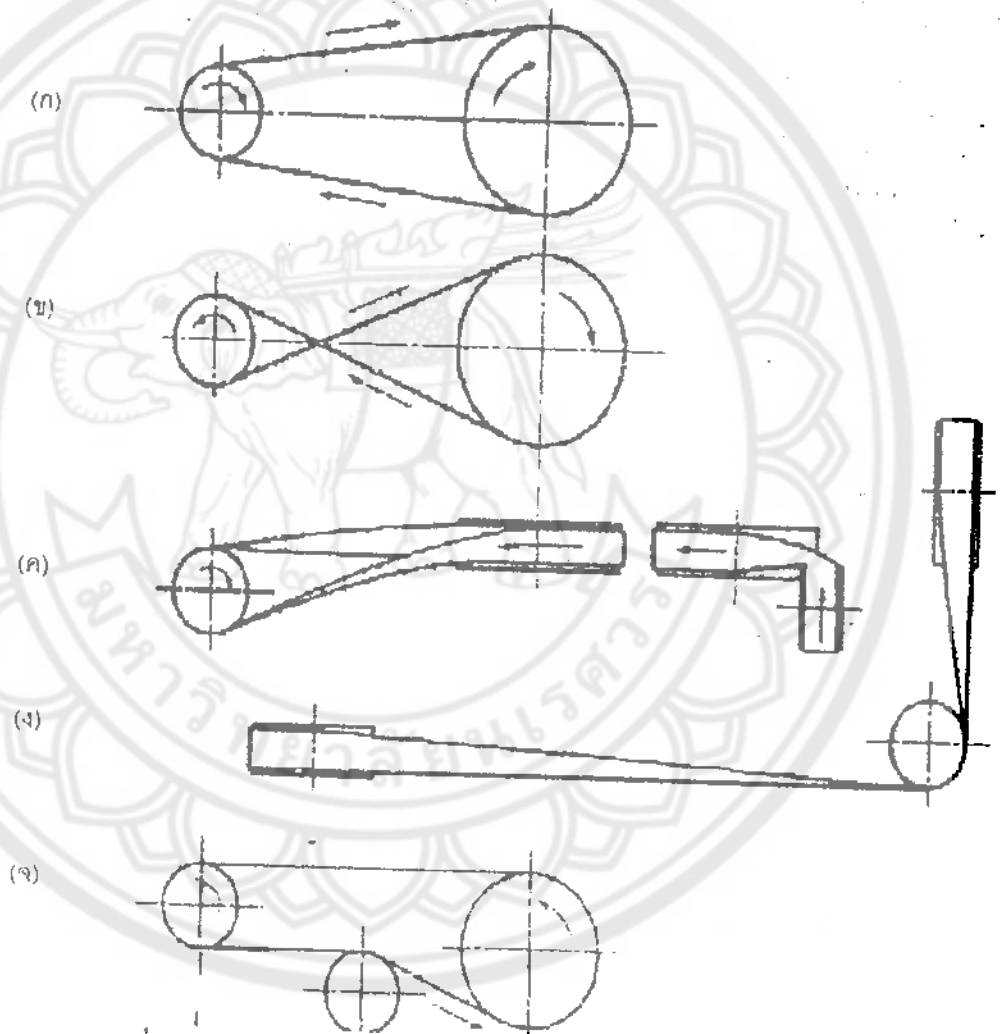
Kaplan turbine คือ turbine ที่อาศัยน้ำแรงน้ำที่เข้าไปผลักดันให้ใบพัดหมุนซึ่งทางน้ำเข้าและทางน้ำออกไม่อยู่ในแนวเดียวกัน

ภาคผนวก จ.

สายพาน

ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับของสายพานได้
ต่าง ๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับสายพานคู่ได้จากรูปที่ จ-1



รูปที่ จ-1 ลักษณะการขับด้วยสายพาน (ก) โอพินไดรฟ์ (ข) ครอสไดรฟ์
(ค) ควอเตอร์ทอนไดรฟ์ (ง) มิวส์ไดรฟ์ (จ) แสควการขับโดยใช้ล้อช่วย

เมื่อต้องการขับเพลลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการให้เพลลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็
จะทำได้ในลักษณะดังรูปที่ จ-1 (ก) ซึ่งเรียกว่าโอพินไดรฟ์ (open drive) และถ้าเพลลาอยู่ห่างกันมาก

ควรจะให้สายพานด้านล่างตึง (tight) และด้านล่างหย่อน (slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนสวนทางกันทำได้โดยใช้วิธีดังรูป จ-1 (ข) ซึ่งเรียกว่า ครอสไดรฟ์ (crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานตึง ทำให้สายพานเกิดการสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่าสี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 m/s การขับแบบควอเตอร์เทอนไดรฟ์ (quarter turn drive) ดังรูป จ-1 (ค) ใช้เมื่อเพลาทั้งสองตั้งฉากกัน และเพื่อป้องกันมิให้สายพานหลุดออกจากล้อสายพานในขณะที่ใช้งาน จึงต้องใช้สายพานที่กว้างเพียงพอ โดยทั่วไปมักจะต้องการกว้างมากกว่าความกว้างสายพานไม่น้อยกว่า 1.4 เท่า และก่อนใช้งานจะต้องทดสอบก่อนเสมอ ส่วนการขับแบบมิลล์ไดรฟ์ (mule drive) ดังรูป จ-1(ง) ใช้เมื่อเพลาทั้งสองตั้งฉากกัน แต่ไม่อาจจัดในลักษณะควอเตอร์เทอนไดรฟ์ได้ หรือเมื่อต้องการให้หมุนกลับทิศทางได้

เมื่อไม่สามารถใช้ขับในลักษณะโอพินไดรฟ์ได้ เพราะส่วนโค้งสัมผัส (arc of contact) บนล้อสายพานเล็กมีค่าน้อยเกินไป (เพราะอัตราทดสูง และล้อสายพานอยู่ใกล้กันมาก) หรือเมื่อไม่อาจทำให้สายพานตึงโดยใช้ล้อช่วย (idler) ดังรูป จ-1 (จ) เป็นการช่วยให้สายพานสัมผัสกับล้อมากขึ้น ซึ่งเพิ่มกำลังที่ส่งได้ด้วย ส่วนการขับแบบรีเวอร์สไดรฟ์ (reverse drive) ใช้เมื่อต้องการส่งกำลังไปยังเพลาลาย ๆ อันพร้อมกัน

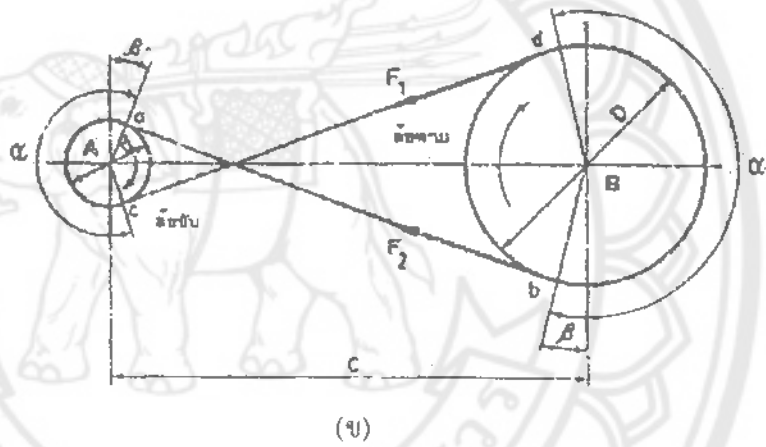
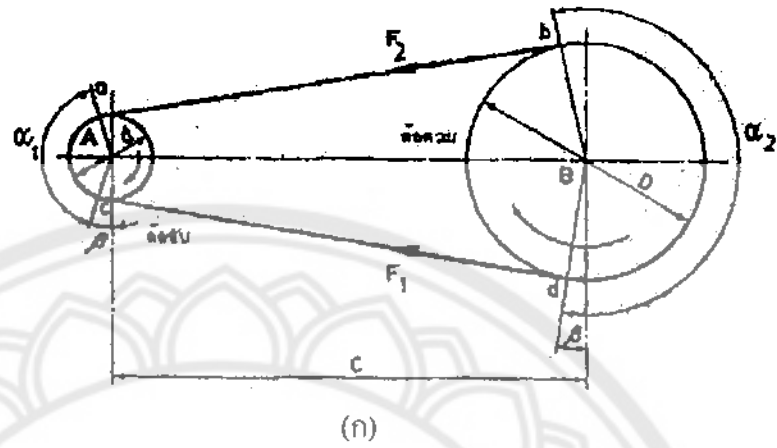
กลศาสตร์ของสายพานแบน

พิจารณารูปที่ จ-2 จะเห็นได้ว่าสายพานจะเกิดการยึดจากล้อสายพานหนึ่งไปยังล้อสายพานอีกล้อหนึ่ง ขณะที่สายพานหยุคหนึ่งแรงตึงในสายพานจะเท่ากันตลอดทั้งเส้น เมื่อเพลาที่ติดอยู่กับล้อสายพาน A เริ่มหมุน จะเกิดโมเมนต์บิดในทิศทางตามลูกศร แต่จะเกิดการต้านทานที่ล้อตาม คือล้อสายพาน B ทำให้สายพานช่วง c-d เกิดแรงตึง และสายพานจะตึง ส่วนสายพานช่วง a-b จะหย่อน เมื่อแรงตึงในสายพานช่วง c-d เพิ่มขึ้นจนมีค่าเท่ากับ F_1 (แรงตึงในด้านตึง) และแรงตึงในสายพานช่วง a-b ลดลงจนมีค่าเท่ากับ F_2 (แรงตึงในด้านหย่อน) แรงตึงเหล่านี้จะมีทิศทางตรงกันข้าม แต่เนื่องจาก F_1 มีค่ามากกว่า F_2 จึงมีแนวโน้มที่จะทำให้ล้อสายพาน B หมุนในทิศทางตามลูกศรด้วยแรงตึง F ซึ่ง

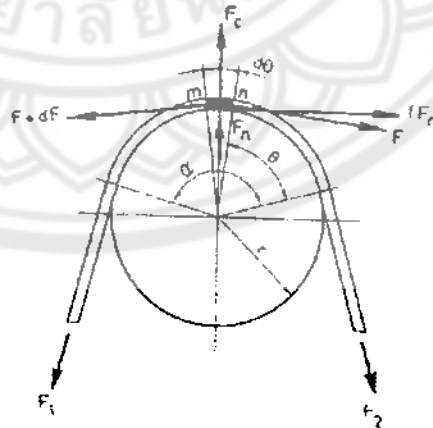
$$F = F_1 - F_2$$

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงตึง F_1 และ F_2 ขึ้นอยู่กับค่าส่วนโค้งสัมผัสของสายพานสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างสายพานกับผิวหน้าล้อสายพาน และแรงหนีศูนย์กลางในสายพาน ซึ่งจะวิเคราะห์หาค่าได้ดังนี้คือ

พิจารณาสายพานแบนความยาว $m-n$ ดังรูปที่ ๑-3 รองรับมุมที่จุดศูนย์กลางกลาง $d\theta$ แรงที่กระทำกับสายพานยาว $m-n$ จะประกอบไปด้วย



รูปที่ ๑-2 การจับด้วยสายพาน (ก) โอพินไดรฟ์ (ข) ครอสไดรฟ์



รูปที่ ๑-3 แรงในสายพานแบน

ถ้าสายพานมีน้ำหนัก $w \text{ N/mm}^3$ มีพื้นที่หน้าตัด $A \text{ mm}^2$ และถ้าสายพานมีรัศมี $r \text{ mm}$ ดังนั้นน้ำหนักของสายพานยาว $m-n$ คือ $wAr d\theta$ และ

$$F_c = mr\omega^2 = (wAr d\theta)r\omega^2/g = wAv^2 d\theta/g$$

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุมของล้อสายพานเป็น rad/s

v = ความเร็วสายพาน เป็น mm/s

g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก เป็น mm/s^2

เนื่องจาก $d\theta$ เป็นมุมเล็กมากจึงอาจประมาณได้ว่า $\cos\theta = 1$ และ $\sin\theta = \theta \text{ rad}$ ดังนั้นเมื่อรวมแรงในแนวระดับจะได้

$$fF_n = dF$$

และรวมแรงในแนวตั้งจะได้

$$F_c + F_n = \left(F + \frac{1}{2} dF\right) d\theta$$

เมื่อกำจัด F_n ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$dF = f \left(F + \frac{1}{2} dF\right) d\theta - fF_c = \left(F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g}\right) f d\theta$$

หรือ

$$\frac{dF}{F + \frac{1}{2} dF - \frac{wAv^2}{g}} = f d\theta$$

อินทิเกรตสมการนี้จาก $\theta = 0$ ถึง α และจาก $F = F_2$ ถึง $F = F_1$ จะได้

$$\ln \frac{F_1 - \frac{wAv^2}{g}}{F_2 - \frac{wAv^2}{g}} = \alpha f$$

หรือ

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\alpha f}$$

โดยที่ $F_c =$ แรงหนีศูนย์กลาง $= wAv^2/g$ เป็น N

$\alpha =$ มุมสัมผัส (angle of contact) เป็น rad

$f =$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานแบนคือ

$$W_p = (F_1 - F_2)v = Fv$$

โดยที่ $v =$ ความเร็วของสายพาน เป็น m/s

การคำนวณหามุมสัมผัส α และความยาวสายพาน L ในแต่ละกรณี ทำได้โดยใช้สมการดังต่อไปนี้คือ

สำหรับการขับเคลื่อนโอพินไดรฟ์ ดังรูปที่ ๑-2 (ก)

$$\alpha_1 = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) rad$$

$$\alpha_2 = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) rad$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) rad$$

$$L = \left(4C^2 - (D-d)^2 \right)^{1/2} + \frac{1}{2} (D\alpha_1 + d\alpha_2)$$

โดยที่ C เป็นระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพานสำหรับการขับเคลื่อนครอสไดรฟ์ดังรูปที่ ๑-2(ข)

$$\alpha = \pi + 2 \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2C} \right) \text{ rad}$$

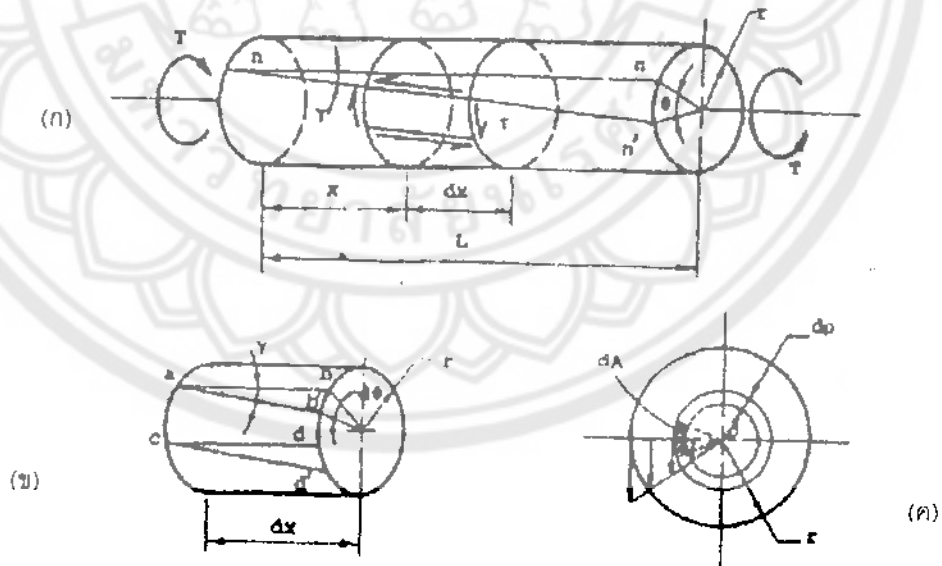
$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{D+d}{2C} \right) \text{ rad}$$

$$L = \left(4C^2 - (D+d)^2 \right)^{1/2} + \frac{\alpha}{2} (D+d)$$

การบิดของเพล (Torsion of a Solid Circular Shaft)

เพลกลมตันซึ่งถูกบิดด้วยโมเมนต์บิด T ที่ปลายทั้งสอง ดังรูปที่ จ-4 (ก) ในการวิเคราะห์ปัญหาเกี่ยวกับการบิดของเพลกลมตันมีข้อสมมติดังนี้

1. เปลาได้รับโมเมนต์บิดอย่างเดียวก ในระนาบที่ตั้งฉากกับแกนของเพลและภาคตัดที่พิจารณาอยู่ห่างจากบริเวณภาคตัดขวางที่รับ โมเมนต์บิด
2. ภาคตัดกลมยังคงเป็นภาคตัดกลมระหว่างการบิด
3. ระนาบ (plane) ของภาคตัดยังคงเป็นระบบไม่บิด โค้ง ในขณะที่ได้รับโมเมนต์บิด
4. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง และระยะระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เปลี่ยนถ้าหากมุมของการบิดน้อย ๆ
5. ความเค้นที่เกิดขึ้น ไม่เกินขีดจำกัดสัดส่วน



รูปที่ จ-4 เปลากลมตันได้รับ โมเมนต์บิด

ในขณะที่เพลลาได้รับโมเมนต์บิด T ถ้าเราพิจารณาปลายด้านซ้ายมือของเพลลาอยู่กับที่ ปลายด้านขวามือจะหมุนไปเป็นมุม ϕ เมื่อเทียบกับด้านซ้าย ดังรูปที่ ๑-4 (ก) ในขณะเดียวกันเส้นความยาวบนผิวของเพลลา (เส้น mn) จะหมุนไปเป็นมุมเล็ก ๆ สู่ตำแหน่ง mn' และเอเลเมนต์สี่เหลี่ยมผืนผ้าบนผิวของเพลลาจะถูกบิดให้เปลี่ยนรูปไปเป็นรูปขนมเบียดกบูน ดังแสดงในรูปที่ ๑-4 (ข) ความยาวของด้านของเอเลเมนต์คงที่ขณะได้รับการบิด แต่มุมของเอเลเมนต์ไม่เท่ากับ 90° อีกต่อไป ดังนั้นเอเลเมนต์อยู่ในสภาวะความเค้นเฉือน และขนาดของความเครียดเฉือนเท่ากับการลนมุม γ คือ

$$\gamma = \frac{bb'}{ab}$$

เมื่อระยะ bb' เป็นความยาวของส่วนโค้งเล็ก ๆ ซึ่งมีรัศมี r ที่รองรับด้วยมุม $d\phi$ ดังนั้น

$$\gamma = \frac{rd\phi}{dx}$$

เมื่อเพลลาได้รับการบิดที่ปลายอย่างเดียวกันนั้น อัตราการเปลี่ยนมุมของการบิด (angle of twist) $\frac{d\phi}{dx}$ มีค่าคงที่ตลอดความยาวของเพลลา ค่าคงที่ก็คือมุมของการบิดต่อหนึ่งหน่วยความยาว แทนด้วย θ ดังนั้น $\theta = \frac{\phi}{L}$ ซึ่ง L เป็นความยาวของเพลลา ได้

$$\gamma = r\theta = \frac{r\phi}{L}$$

ความเค้นเฉือน τ ซึ่งกระทำบนด้านของเอเลเมนต์ และทำให้เกิดความเครียดเฉือนมีทิศทางดังแสดงในรูปที่ ๑-4 (ก) ขนาดความเค้นเฉือนแต่ละตัว คือ

$$\tau = G\gamma = Gr\theta$$

สำหรับสถานะของของความเค้นที่ระยะรัศมีใด ๆ ภายในเพลลา สามารถหาได้ในลักษณะเช่นเดียวกันกับที่ผิวของเพลลา เพราะรัศมีในภาคตัดของเพลลา ยังคงเป็นรัศมีตรงและไม่เปลี่ยนรูปไป ระหว่างการบิด เราเห็นว่าเอเลเมนต์ $abcd$ ที่ผิวนอกจะยังคงถือว่าคล้ายกับเอเลเมนต์ที่รัศมี ρ ภายใน

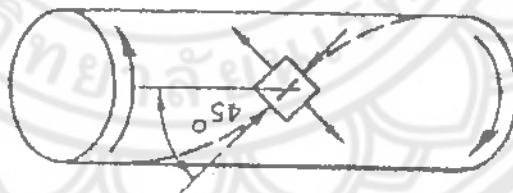
ในเข้าไป ดังรูปที่ ๑-4 (ค) ดังนั้นเอเลเมนต์ที่ระยะรัศมี ρ ใด ๆ ได้รับความเค้นเฉือนส่วนเช่นกัน มีค่าความเค้นเครียดและความเค้นดัดนี้

สมการเหล่านี้แสดงให้เห็นว่าความเครียดเฉือนและความเครียดเฉือนแปรเปลี่ยนตรงกับระยะรัศมี ρ ของเพลลา และมีค่าสูงสุดที่ผิวนอก คือ $\rho = r$ รูปที่ ๑-5 แสดงการกระจายของความเค้นเฉือนบนระนาบของภาคตัด และความเค้นดัดที่ประกอบกันบนระนาบตามแนวแกน

สถานะความเค้นเฉือนล้วนบนผิวของเพลลา ดังรูปที่ ๑-4 (ค) เทียบได้เท่ากับความเค้นดัดและความเค้นอัด ซึ่งเท่ากัน กระทำบนเอเลเมนต์ที่หมุนไปเป็นมุม 45° กับแกนเพลลาจะได้รับความเค้นดัด และอัด ดังรูปที่ ๑-6 ถ้าบิควัสดุที่มีความต้านการดึงได้น้อยกว่าการเนือม เช่นเหล็กหล่อ รอยขาดจะเกิดขึ้นตามแนววนที่เอียง 45° กับแนวแกนการขาดลักษณะนี้สามารถแสดงให้เห็นได้ง่ายๆ จากการบิตชอร์ดัก



รูปที่ ๑-5 การกระจายของความเค้นเฉือน



รูปที่ ๑-6 ความเค้นดัดและอัดบนเอเลเมนต์ที่ทำมุม 45° กับแนวแกนเพลลา

หาความสัมพันธ์ระหว่างโมเมนต์บิด T ที่กระทำต่อเพลลา และมุมบิดที่เกิดขึ้นจากรูปที่ ๑-4 (ค) แรงเฉือนที่กระทำต่อเอเลเมนต์ที่พื้นที่ dA คือ τdA และโมเมนต์ของแรงนี้ก็คือ $\tau \rho dA$ โมเมนต์บิดทั้งหมดเท่ากับผลรวมของโมเมนต์ย่อยๆ บนพื้นที่ภาคตัดดังนั้น

$$T = \int \tau \rho dA$$

แทนค่า τ จะได้

$$T = \int G \theta \rho^2 (dA) = G \theta \int \rho^2 dA = G \theta J$$

โดยที่

$$J = \int \rho^2 dA$$

เป็นโพลาไรซ์โมเมนต์ของความเฉื่อย (polar moment of inertia) ของภาคตัด สำหรับวงกลมเส้นผ่าน

$$\text{ศูนย์กลาง } d, J = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi r^4}{2}$$

ค่ามุมบิดแสดงได้ดังนี้

$$\theta = \frac{T}{GJ}$$

ซึ่งแสดงว่ามุมบิดต่อหนึ่งหน่วยความยาว θ แปรเปลี่ยนโดยตรงกับโมเมนต์บิด T และแปรผกผันกับผลคูณของ GJ ซึ่งเรียกว่าความแข็งแรงด้านการบิด (torsional rigidity) เพลง มุมบิดทั้งหมด ϕ เท่ากับ θL คือ

$$\phi = \frac{TL}{GJ}$$

จากค่า θ สามารถหาค่าความเค้นเฉือนที่ผิวนอกของเพลงกลมตันเมื่อได้รับ โมเมนต์บิด คือ

$$\tau_{\max} = \frac{T r}{J}$$

สำหรับเพลงภาคตัดกลม $\tau_{\max} = 16T/\pi d^3$

ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดเป็นสัดส่วนตรงกับโมเมนต์บิด T ที่มากระทำและแปรผกผันกับโพลาไรซ์โมเมนต์ของความเฉื่อยของภาคตัด

ค่าความเค้นเฉือนที่ระยะรัศมี ρ ใด ๆ ในภาคตัด คือ

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

ในทางปฏิบัติหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา โดยคำนวณจากกำลังงานที่ต้องการส่งถ่าย งานที่ทำได้นี้เนื่องจากโมเมนต์บิดเฉลี่ย T ต่อรอบของเพลลาเท่ากับ $2\pi T$ ดังนั้นงานที่ทำต่อหน้าที่เท่ากับ $2\pi rT$ ซึ่ง r เป็นรอบต่อหน้าที่ของเพลลา จะได้ว่า

$$Watt = \frac{2\pi rT}{60}$$

หรือ

$$T = \frac{60 Watt}{2\pi r} Nm \text{ (โมเมนต์บิดเฉลี่ย)}$$



ตาราง จ-1 ปริมาณน้ำท่าโดยเฉลี่ยในประเทศไทย

ภาค	พื้นที่ (ตร.กิโลเมตร)	ปริมาณน้ำที่ได้รับ จากฝน (ล้าน ลบ.ม./ปี)	ปริมาณน้ำผิวดินที่เหลือจาก การสูญเสียจะไหลลงสู่ลำน้ำ (ล้านลบ.ม./ปี)
เหนือ	169,640	217,150	65,200
กลาง	30,130	38,280	7,700
ตะวันออกเฉียงเหนือ	168,840	246,500	36,700
ตะวันออก	34,280	73,360	22,000
ตะวันตก	39,840	60,560	18,200
ใต้	70,140	164,150	49,400
รวม	512,870	800,000	199,200

ตาราง จ-2 ปริมาณน้ำที่ได้รับการพัฒนา สำหรับพื้นที่ชลประทานในภาคต่างๆ

ภาค	ปริมาณน้ำที่สามารถ เก็บเพื่อนำไปใช้งานได้ (ล้านลบ.ม./ปี)	% ของน้ำท่าที่มีใน แต่ละภาค	พื้นที่ชลประทาน (ล้านไร่)
เหนือ	13,960	21	3.9
กลาง	250	3	
ตะวันออก	470	2	12.6
ตะวันตก	11,090	61	
ตะวันออกเฉียงเหนือ	7,780	21	3.3
ใต้	4,190	9	1.9
รวม	37,740		21.7