

การส่งกำลังจากมอเตอร์เพื่อขับโหลด (Motor torque transmission to load)

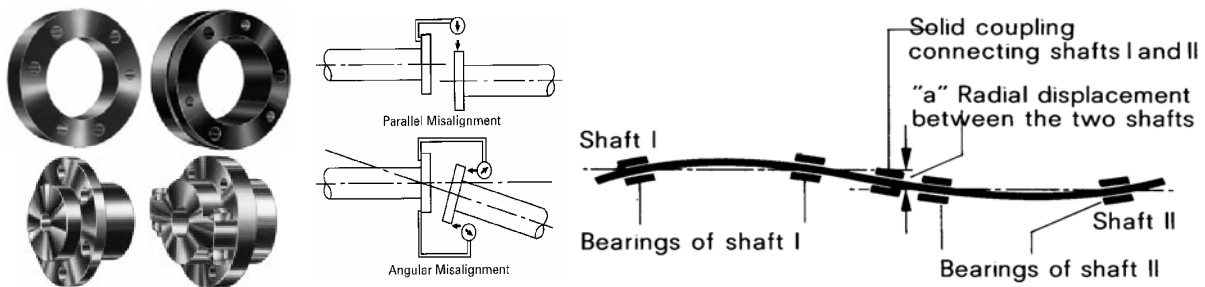
กรณีศึกษา (Case Study)

มอเตอร์เพลลาขาด เมื่อขับโหลดผ่านสายพาน Motor torque transmission via belt drive

เครื่องจักรต้นกำลังมากกว่า 90% ในอุตสาหกรรมจะเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า ทำหน้าที่แปลงพลังงานจากพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานทางกลเพื่อขับโหลด โดยการต่อเข้าด้วยกันโดยตรงโดยใช้คัปปลิง (Couplings) แบบแข็ง (solid), แบบยืดหยุ่น (flexible) หรือคัปปลิงแบบเริ่มหมุน (Starting coupling) หรือจะเป็นแบบมีสลิปนिरภัย (safety slip) หรือในงานบางอย่างการส่งกำลังของมอเตอร์ไปยังโหลดอาจจะส่งกำลังโดยทางอ้อมผ่านทางเกียร์ หรือใช้สายพานขับต่ออีกทอดหนึ่ง ซึ่งทั้งนี้ขึ้นอยู่กับกรออกแบบของวิศวกร และความต้องการของผู้ใช้งาน ว่าต้องการส่งกำลังจากมอเตอร์แบบใดจึงจะเหมาะสมกับการนำไปใช้งานมากที่สุด

คัปปลิงแบบแข็ง (Solid or Rigid couplings)

ลักษณะการต่อคัปปลิงแบบแข็ง เป็นการนำปลายสุดของเพลลามอเตอร์ และปลายเพลลาของโหลดต่อเข้าด้วยกันโดยมีเนื้อยึดติด ผลของการต่อคัปปลิงวิธีนี้ดูเหมือนจะง่ายกว่าทุกวิธี แต่หากการจัดวางแนวแกนเพลลาไม่ได้ระดับ หรือเกิดเยื้องศูนย์เกิดขึ้น แบร์ริงทั้ง 4 ตัวจะถูกกด ทำให้เกิดแรงกดที่จุดแบร์ริงแต่ละตัว จะทำให้เกิดปัญหาตามมาในภายหลังอาจจะทำให้เพลลาคด งอ หรือหักได้



รูปที่ 1 ภาพแสดงคัปปลิงแบบแข็ง และ ระบบเพลลาเสมือนเมื่อเกิดการเยื้องศูนย์

ในรูปที่ 1 แสดงรูปร่างไดอะแกรมของระบบเพลลา ถ้าส่วนหมุนของแกนเพลลา 2 แกนที่อยู่ระหว่างแนวแกนเส้นศูนย์ เยื้องกันมาก จะเป็นผลให้เกิดการเพิ่มโหลดที่เพลลา แบร์ริง และที่คัปปลิง ซึ่งอาจจะเป็นผลให้การหมุนไม่เรียบ เกิดการสั่นสะเทือนมากกว่าปกติ และอาจส่งผลให้เกิดความบกพร่อง เช่นเพลลาเร็ว หรือหักงอได้ ดังนั้นการติดตั้งโดยใช้คัปปลิงแบบแข็งสำหรับมอเตอร์ตัวไม่ใหญ่มากนักควรจะใช้เครื่องมืออย่างน้อยเป็นฟีลเลอร์เกจ (Feeler gauge) แล้วหมุนคัปปลิงตรวจสอบระดับหน้าแปลนของคัปปลิงว่าตั้งฉากกับแกนเพลลาได้ 90 องศา หรือไม่ และคัปปลิงทั้ง 2 ฝาที่ประกบจะต้องหมุนได้ระยะห่างที่ขนานกันไม่ควรมีความผิดพลาดเกินกว่า 0.05 มม.

ส่วนเครื่องมือที่ดีขึ้นมาอีกหน่อย คือใช้ ไดอัลเกจ สองตัวติดตั้งดังในรูปที่ 1 ไดอัลเกจทั้งสองวางอยู่บนคัปปลิงของแต่ละด้าน ลองหมุนเพลลาเข้าไปในทิศทางตรงกันข้าม อันหนึ่งจะอ่านระยะตามแนวแกน อีกอันหนึ่งจะอ่านระยะตามแนวรัศมี โดยการหมุนเพลลาไปอย่างช้าๆ และอ่านค่าที่หน้าปัดทั้งสองพร้อมๆกัน จะทำให้รู้ว่าควรปรับระดับตามแนวแกนใดให้ถูกต้องตรงแนวซึ่งกันและกันทั้งสองด้าน นอกจากนี้ยังมีเครื่องมือที่ละเอียดขึ้นมากอีกเป็นเลเซอร์ตรวจสอบแนวระดับ เพื่อความมั่นใจว่าคัปปลิงต่อเข้ากับโหลดได้ระดับ

จากเหตุผลดังกล่าวทำให้คัปปลิงแบบแข็งไม่ค่อยได้รับความนิยมนำมาใช้กับมอเตอร์ตัวเล็กๆ เพราะจะเสียเวลา และค่าใช้จ่ายในการติดตั้งสูงกว่าการเลือกใช้คัปปลิงแบบยืดหยุ่น แต่คัปปลิงแบบแข็งจะนิยมใช้กับเครื่องจักรกลขนาดใหญ่มากกว่าเพราะ ค่าเสียเวลาติดตั้ง และค่าแรงในการติดตั้งคุ้มค่ากว่าการเลือกใช้คัปปลิงแบบยืดหยุ่น

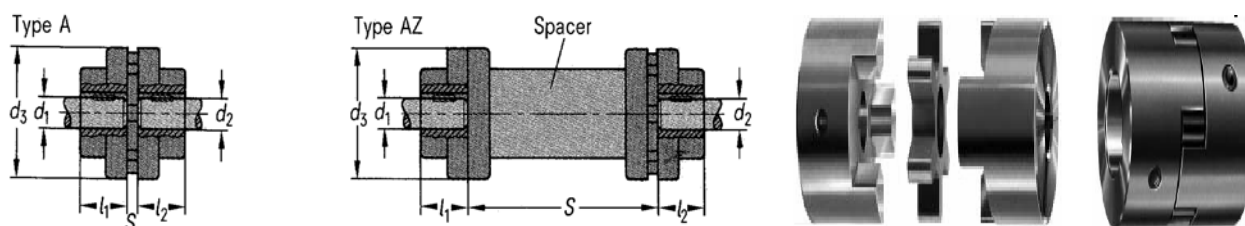
วิธีการเลือกขนาดของคัปปลิงจะเลือกตามขนาดของแกนเพลลา และกำลังของมอเตอร์ หรือแรงบิดสูงสุดที่ส่งไปซึ่งเรียกว่า *โหลดแพกเตอร์* ซึ่งแพกเตอร์นี้จะขึ้นอยู่กับลักษณะของโหลด และความถี่ในการเริ่มหมุน ลักษณะการเปลี่ยนแปลงของแรงบิด และความเฉื่อยของโหลดทำให้โหลดแพกเตอร์สูงด้วย ทั้งนี้ค่าของโหลดแพกเตอร์สามารถดูได้จากผู้ผลิตคัปปลิง

คัปปลิงแบบยืดหยุ่น (Flexible couplings)

คัปปลิงแบบยืดหยุ่น พัฒนามาจากแบบแข็งโดยเพิ่มจุดที่ยืดหยุ่นส่วนใหญ่มักทำมาจากส่วนประกอบของยาง หรือ ยูรีเทน ถูกผลิต และออกแบบมาให้สอดคล้องกับความต้องการการใช้งานของตลาด จะทำให้สะดวกสำหรับการติดตั้ง หรือถอด และต่อแกนเพลลา ทั้งด้านมอเตอร์ขับ และด้านโหลด

ในการทำงานของส่วนประกอบที่ทำมาจากยางถ้าไม่ได้รับการบำรุงรักษาที่ถูกต้องหรือเมื่อใช้ไปนานๆจะทำให้เสียรูปทรง ทำให้ยางไปเบียดด้านใดด้านหนึ่งของคัปปลิงทำให้เกิด การเบียดกันที่คัปปลิง เกิดแรงบิดฝืนที่แบริ่งเพิ่มขึ้น อาจส่งผลให้อายุการใช้งานของคัปปลิงและแบริ่งสั้นลง เพื่อลดสาเหตุข้างต้นให้น้อยลงมอเตอร์และโหลดควรจะถูกวางให้ได้ศูนย์ให้ได้มากที่สุด และควรเลือกใช้ยางชนิดที่เหมาะสมกับสภาพแวดล้อมในการนำไปใช้งาน

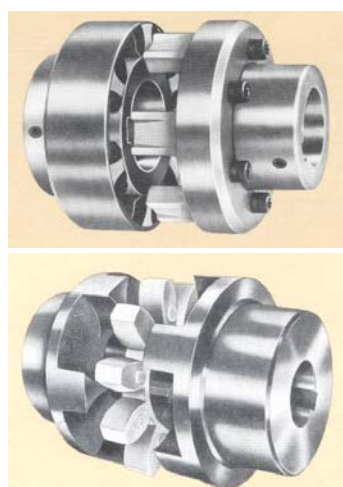
ในมอเตอร์ตัวใหญ่ๆ เกินกว่า 1 MW บางครั้งความถี่ของการสั่นสะเทือนตามธรรมชาติ (natural frequency) ของทั้งระบบ ที่เกิดจากมอเตอร์ ที่คัปปลิงแบบยืดหยุ่น (elastic coupling) ในช่วงระหว่างที่เกิดความถี่ของการสั่นสะเทือนที่เท่ากันทั้งสองความถี่ของแรงบิดสั่นสะเทือนอาจทำให้เกิดความถี่เรโซแนนซ์ (resonance of torsional vibration) ในกรณีนี้ความถี่เรโซแนนซ์ของโหลดต่อการต่อคัปปลิงถูกออกแบบ และจำกัดให้สูงกว่าที่ควรจะเป็น



รูปที่ 2 ส่วนประกอบของคัปปลิงแบบยืดหยุ่นแสดงภาพตัดของชนิด A และ AZ

ตามรูปที่ 2 สามารถแบ่งความแตกต่างของคัปปลิงแบบยืดหยุ่นได้หลายแบบ หลายขนาด แล้วแต่ชนิดของวิธีการคัปปลิง ในขณะที่ความยาวของ Spacer (S) ก็มีหลายขนาด ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบของผู้ผลิตคัปปลิง ยกตัวอย่างเช่น

คัปปลิงแบบปากเสียบเลื่อน (Claw or Jaw coupling)



แบบ DIN 740 ,Part 1, type A เป็นคัปปลิงแบบยืดหยุ่นที่มีลักษณะมีส่วนเว้าเข้าในเป็นเหล็กหล่อ ตัวหนึ่งมีลักษณะเป็นร่องอีกตัวเป็นแบบซี่เตี้ยยื่นเข้าร่อง คัปปลิงอาจจะมีโครงสร้างแบบสองหรือสามส่วน มีความเป็นไปได้อย่างเสถียรเพื่อลดแรงกระแทก

แบบ DIN 740 ,Part 1, type B เป็นคัปปลิงแบบยืดหยุ่นที่มีลักษณะมีส่วนเว้าเข้าข้างใน คัปปลิงนี้มี hubs 2 ตัว ใช้ประกอบกับยางในลักษณะของฟันเฟืองแบบ pinion. การต่อของคัปปลิงแบบนี้มั่นใจได้ว่าจะสามารถส่งแรงบิดได้เรียบและทำให้ไม่เกิดการหมุนไม่สม่ำเสมอของแรงบิดเอาต์พุตจากมอเตอร์ได้

คัปปลิงทั้งสองชนิดนี้บางครั้งก็เรียกว่า Claw or Jaw Coupling เหมาะกับมอเตอร์ที่มีขนาดเฟรมเล็กๆ ที่ความสูงเพลลาไม่ควรเกินกว่า 400 มม. และช่วยลดการกระตุกของแรงบิดขณะ เริ่มหมุนและลดแรงบิดกระตุก impulse สามารถยอมรับการเยื้องศูนย์ของแกนเพลลาระหว่างมอเตอร์กับโหลดได้เล็กน้อย และสามารถต่อได้ทั้งแบบแนวตั้งและแบบแนวนอนได้

คัปปลิงแบบสลักเกลียว (Stud coupling)



คัปปลิงแบบสลักเกลียว เป็นคัปปลิงแบบยึดหมุนเป็นไปตามมาตรฐาน DIN 740 ,Part 1, type A hub ของคัปปลิงจะมีรูปร่างอันหนึ่งจะมีเป็นทรงกระบอกกลม ส่วนอีกอันจะเป็นสลักเกลียวยื่นออกมา hub ตัวที่มีสลักเกลียวจะเป็นของเพลาชับ คัปปลิงแบบสลักเกลียวสามารถต่อได้ทั้งแบบแนวตั้งและแนวนอน โดยที่ hub ส่วนใหญ่จะทำมาจากวัสดุที่เป็นเหล็กกล้า

นอกจากนี้ยังมีคัปปลิงแบบอื่นๆ อีกหลายแบบ หลายชนิด ตามแต่ผู้ผลิตจะผลิตออกมาเพื่อทางการค้า ดังตัวอย่างรูปภาพต่อไปนี้



คัปปลิงสำหรับการเริ่มหมุน (Starting couplings)

การเริ่มหมุนมอเตอร์ในขณะที่มีโหลดหนักมาก เช่นกรณีโหลดมีความเฉื่อยสูง ทำให้ขณะเริ่มหมุนต้องใช้เวลาาน เวลานั้นมีค่ามากกว่าค่าสูงสุดที่มอเตอร์ยอมให้เกิดขึ้นได้ ซึ่งเวลาในการเริ่มหมุนเกินกว่าโรงงานผู้ผลิตมอเตอร์ได้การันตีไว้ ทำให้มอเตอร์มีความร้อนสูง จนถึงอาจจะเสียหายได้

วิธีแก้ปัญหาดังกล่าวสามารถทำได้โดยใช้มอเตอร์ชนิดสลีปริงที่มีการเริ่มหมุนหลายขั้นโดยใช้ Resistor starter อย่างไรก็ตามมอเตอร์ชนิดสลีปริงจะมีราคาแพง ต้องการการบำรุงรักษาสูง ไม่ประหยัด เหมือนกับมอเตอร์เหนี่ยวนำชนิดกรงกระรอก แล้วใช้คู่กับคัปปลิงแบบเริ่มหมุน โดยหลักการทำงาน และการออกแบบของ คัปปลิงแบบเริ่มหมุน สามารถแบ่งออกได้เป็นสองแบบด้วยกันคือ

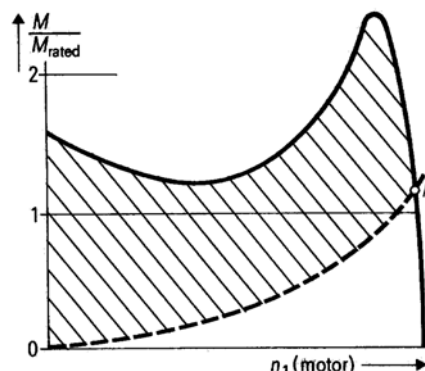
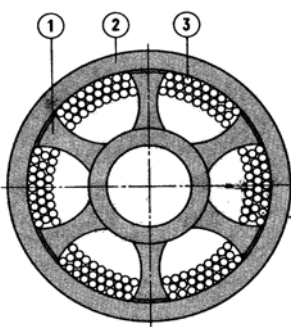
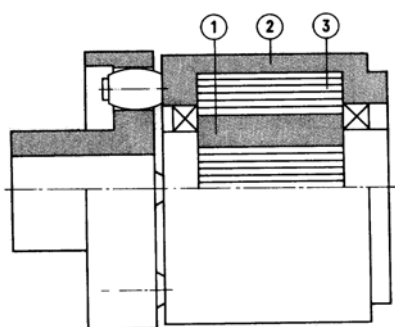
- คัปปลิงเริ่มหมุนทางกล (Mechanical starting couplings)
- ไฮโดรไดนามิกส์คัปปลิง (Hydrodynamic couplings)

คัปปลิงเริ่มหมุนเชิงกล (Mechanical starting couplings)

คัปปลิงเริ่มหมุน หรือคัปปลิงสลีปนินภัย (safety slip coupling) จะทำงานโดยอาศัยหลักการของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง คัปปลิงเริ่มหมุนจะไม่ต่อเพลามอเตอร์เข้ากับเพลามาของโหลดโดยตรงและไม่ส่งแรงบิดให้เต็มที่ก่อนที่มอเตอร์จะเร่งความเร็วรอบถึงความเร็วรอบปกติ ถ้ามอเตอร์มีโหลดเกินคัปปลิงจะทำหน้าที่โดยอัตโนมัติ ให้เกิดสลีป โดยการสิ้นเปลืองทางกลเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง จะทำให้ความเร็วรอบของโหลดลดลงในทันที เป็นการ Limited แรงบิดสูงสุดไม่ให้เกินค่าที่คัปปลิงออกแบบได้

โครงสร้างในการออกแบบทางกลของคัปปลิงเริ่มหมุนเชิงกล ดังแสดงในรูปที่ 3 ประกอบด้วย (1) driving pocket wheel (2) driven shell และ (3) โรลเลอร์ทรงกระบอก ซึ่งโรลเลอร์ถูกจัดวางในร่องระหว่าง driving pocket wheel กับ shell. pocket wheel ต่อเข้ากับเพลามอเตอร์ส่วน driven shell จะคัปปลิงเข้ากับเพลามาของโหลด

การทำงานของคัปปลิงชนิดนี้คือเมื่อมอเตอร์เริ่มหมุน ทำให้ driving pocket wheel และโรลเลอร์หมุนไปได้ ขณะที่ driven shell และโหลดจะยังคงอยู่กับที่



รูปที่ 3 คัปปลิงชนิดเริ่มหมุนเชิงกล หรือคัปปลิงสลีปนินภัย

รูปที่ 4 แรงบิดเริ่มหมุนมอเตอร์

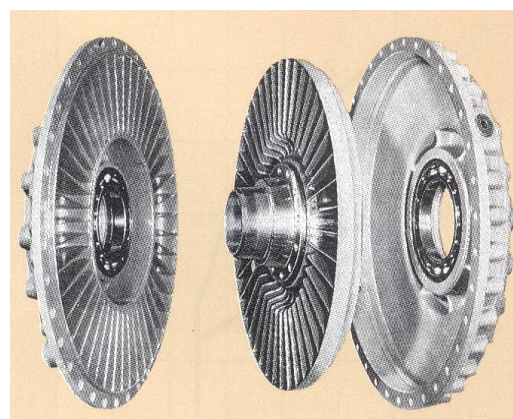
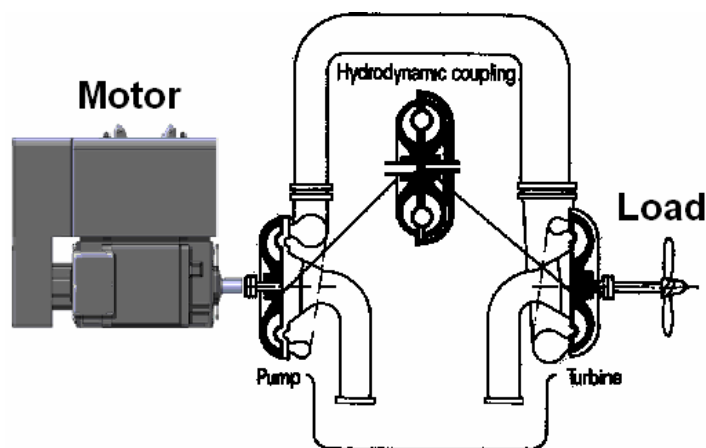
เมื่อความเร็วมอเตอร์เพิ่มขึ้นทำให้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางค่อยๆ เพิ่มขึ้นเป็นกำลังสองของความเร็ว ทำให้ความฝืด สแตติก (static friction) ของโรลเลอร์สามารถคัปปลิงติดกับ driven shell ทำให้แรงบิดมอเตอร์ส่งได้เต็มที่ ในกรณีของไหลที่ถูกบล็อกคัปปลิงจะเกิดสลลิปขึ้นเพื่อป้องกันอันตรายของการขับเคลื่อน

ความร้อนที่เกิดขึ้นที่โรลเลอร์อันเนื่องมาจากความฝืดขณะทำการเริ่มหมุนคัปปลิง อาจจะทำให้ความเสียหายได้ ดังนั้นจะต้องมีการตรวจสอบความสามารถทนต่อความร้อนของคัปปลิงสูงสุดในขณะนำไปใช้งาน

เส้นโค้งในรูปที่ 4 อ้างอิงกับการเริ่มหมุนโดยตรง (DOL) ของมอเตอร์ที่ขับเคลื่อนผ่านสแตติกคัปปลิง ลักษณะแรงบิดไหลของพัลลัม พอดีกับลักษณะสมบัติของคัปปลิงเริ่มหมุน ซึ่งเป็นกราฟกำลังสอง (เส้นประในรูปที่ 4) แรงบิดเร่งของมอเตอร์จะเร่งความเร็วได้มากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างเส้นโค้งทั้งสอง (พื้นที่ระบายเส้นขนาน) ส่วนเวลาเริ่มหมุนที่ใช้จะขึ้นอยู่กับแรงบิดเร่ง หรือความแตกต่างของเส้นโค้งทั้งสอง และขนาดของน้ำหนักเฉื่อยของไหล ทั้งนี้การเริ่มหมุนโดยตรงจากไลน์ (DOL) สามารถนำมาใช้ได้กับวิธีการคัปปลิงแบบนี้ และจะทำให้ปริมาณของกระแสเริ่มหมุนน้อยกว่าการต่อคัปปลิงโดยตรง

ไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิง (Hydrodynamic couplings)

ไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิงมีวัตถุประสงค์ใช้งานเพื่อเริ่มหมุน และเป็นคัปปลิงนิรภัย ในอดีตนิยมนำไปใช้กับเครื่องยนต์ขนาดใหญ่เพื่อไปขับโหลดเช่นเรือเดินทะเล เป็นต้น ไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิงประกอบด้วยปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง กับเทอร์ไบน์ต่อเข้าด้วยกันในถังเก็บน้ำมัน หลักการทำงานแสดงเป็นไดอะแกรมอย่างง่ายดังรูปที่ 5 โดยมอเตอร์หรือเครื่องยนต์จะไปขับคัปปลิงที่ทำหน้าที่เป็นเสมือนปั๊มจะเปลี่ยนจากพลังงานกลเอาต์พุตของมอเตอร์ไปเป็นพลังงานจลน์ในรูปของของไหล น้ำมันจะถูกบังคับให้ไหลไปเปลี่ยนเป็นพลังงานกลอีกครั้งด้วยเทอร์ไบน์



รูปที่ 5 หลักการ และ ส่วนประกอบของไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิง

ในรูปที่ 5 แสดงโครงสร้างภายในของไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิงประกอบด้วยส่วนของอินพุตคือ impeller หรือใบพัดขับ (ด้านซ้าย), ส่วนเอาต์พุตหรือตัวหมุน (ตรงกลาง) และฝาครอบ (ด้านขวา) ฝาครอบและ impeller ประกบเข้าด้วยกันก็คือ โครงของคัปปลิง ซึ่งมีปริมาตรประมาณ 50 ถึง 80% ของทั้งหมด กำลังสูญเสียขณะทำงานมีสลลิปนั้นคือความร้อน ซึ่งความร้อนจะถูกระบายโดยธรรมชาติ

จากหลักการทำงานของไฮดรอลิกไดนามิกคัปปลิง จะเห็นว่าการทำงานของระบบต้องเปลี่ยนพลังงานไป-มาทำให้เกิดค่าสูญเสียในการถ่ายเทพลังงานจากมอเตอร์ไปยังโหลดมีมาก ทำให้ประสิทธิภาพของทั้งระบบไม่ค่อยดี ประกอบกับราคาค่อนข้างสูง จึงไม่ค่อยเป็นที่นิยมแพร่หลายมากนัก แต่จะนิยมนำไปใช้กับงานประเภทที่ต้องการเริ่มหมุนบ่อยๆ หรือต้องการปรับความเร็วโดยสลลิป ด้วยวิธีการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่ไหลวนก่อนไปขับเทอร์ไบน์ได้

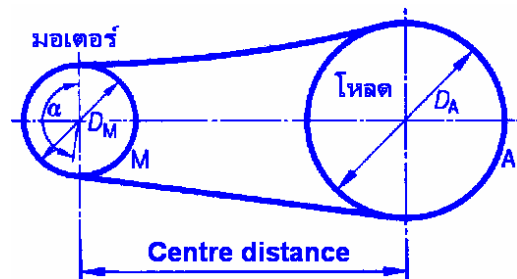


การส่งแรงบิดผ่านสายพานขับ (Torque transmission via belt drives)



การขับเคลื่อนมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อขับโหลดสามารถทำได้สอดคล้อง และง่ายกับความต้งการ อีกวิธีหนึ่งที่ยิยมทำกันมากอีกวิธีหนึ่ง คือใช้สายพานขับระหว่างมอเตอร์กับโหลด ซึ่งสายพานส่วนใหญ่จะมี 2 ชนิด คือสายพานแบนแบน (Flat belts) และสายพานลิ่ม (V - belts) การตั้งความต้งหรือหย่อนของสายพานสามารถทำได้โดยการต้ง หรือปรับมอเตอร์อาจจะต้งบนรางหรือฐานที่เลื่อนได้ หากสายพานหย่อนเกินไปจะทำให้สายพานกับพูลเลย์เกิด สลลป (slip) หากต้งสายพานต้งจนเกินไปอาจจะทำให้เกิดอันตรายต่อแบร็ง สายพานเอง และเพลลาของมอเตอร์ ส่วนข้อดีอีกอย่างหนึ่งของการส่งกำลังผ่านทางสายพานคือสามารถเลือกความเร็วรอบของโหลดได้โดยการเลือก ขนาดของพูลเลย์ ตามอัตราส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางของวงล้อโหลพูลเลย์ต่อกับวงล้อมอเตอร์พูลเลย์ขับ จะเท่ากับอัตราส่วนของความเร็วของล้อมอเตอร์พูลเลย์ และของวงล้อพูลเลย์ตามต้งสูตร

$$\text{ตามรูปที่ 6 อัตราทด (Ratio)} = \frac{n_M}{n_A} = \frac{D_A}{D_M}$$

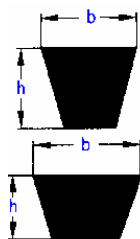


รูปที่ 6 การส่งกำลังโดยสายพานระหว่าง มอเตอร์กับโหลต

แรงบิดพิกัดมอเตอร์ (M_N) ถูกส่งกำลังไปได้เนื่องจากความฝืดระหว่างสายพานกับล้อ (pulley) ซึ่งแรงบิด M_N เท่ากับผลคูณของแรงที่ผิวสัมผัสที่ขอบของล้อ, F_u กับรัศมีของล้อ เขียนเป็นสมการได้ต้งนี้

$$F_u = \frac{M_N \cdot 2}{D_M}$$

สายพานจะมีค่าความต้งเพื่อการเกาะต้งไม่เหมือนกัน ต้งนั้นผู้ผลิตสายพานจะบอกรายละเอียดเป็นค่า pretension factor c, ตัวอย่างค่า c = 2 สำหรับสายพานแบน ซึ่งเป็นพลาสติก และ c = 2.0-2.5 สำหรับสายพานแบบร่องลิ่ม ตามรูปที่ 7 แสดงภาพตัดขวางของสายพานลิ่มเป็นไปตามมาตรฐาน DIN 7753 และ DIN 2215 แสดงขนาดตามมาตรฐาน ขนาด b และ h โดยความเร็วของสายพานที่ทำจากหนึ่งจะถูกจำกัดประมาณ 25 m/s ส่วนสายพานที่ยอมให้มีความเร็วได้สูงกว่า 40 m/s จะเป็นสายพานพิเศษที่มีความฝืดสูง ส่วนความเร็วสูงสุดของสายพานลิ่มจะมีค่าประมาณ 35 mm/s



		DIN 7753			
Cross-section		SPZ	SPA	SPB	SPC
b mm		9,7	12,7	16,3	22
h mm		8	10	13	18

		DIN 2215						
Cross-section		10	13	17	22	25	32	40
b mm		10	13	17	22	25	32	40
h mm		6	8	11	14	16	20	25

รูปที่ 7 ภาพตัดขวางของสายพานลิ่ม V-Belt

ความเร็วของสายพานที่วิ่งบนพูลเลย์ สามารถคำนวณได้จากความเร็วขอบพูลเลย์ เช่นความเร็วสำหรับล้อของมอเตอร์คำนวณต้งนี้

$$v = \frac{D_M \cdot \pi \cdot n_N}{20}; \quad v = 0.05 \cdot D_M \cdot n_N$$

(v หน่วยเป็น m/s; D_M หน่วยเป็น m; n_N หน่วยเป็นรอบต่อนาที)

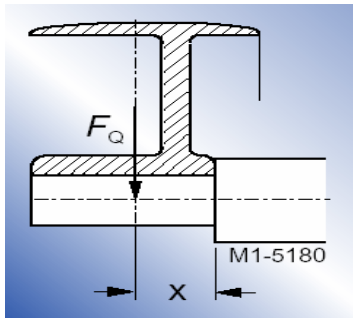
ส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อจะมีขนาดเล็ก หรือใหญ่ขึ้นอยู่กับกรวางแผนในการนำมอเตอร์ไปขับผ่านสายพาน การเลือกขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจะมีขนาดใหญ่ หรือเล็กจะขึ้นอยู่กับวัสดุของล้อ และความเร็วมอเตอร์ และความเร็วรอบ พูเลย์เหล็กหล่อตามทฤษฎีจะถูกจำกัดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง มีค่าสูงสุดดังต่อไปนี้ หากต้องการให้ใหญ่กว่านี้จะต้องใช้วัสดุเหล็กเหนียวแทนเหล็กหล่อ

- 180 mm ที่ 3,000 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 2 ขั้ว 50 Hz)
- 355 mm ที่ 1,500 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 4 ขั้ว 50 Hz)
- 560 mm ที่ 1,000 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 6 ขั้ว 50 Hz)
- 710 mm ที่ 750 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 8 ขั้ว 50 Hz)

ซึ่งข้อจำกัดนี้จะทำให้ความเร็วรอบ หรือความเร็วสายพานจะมีค่าน้อยกว่า 30 m/s ส่วนล้อที่ทำจากเหล็กกล้าอาจจะใช้งานที่ความเร็วรอบสูงกว่านี้ได้ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเพลามอเตอร์กับโหนดให้เลือกประมาณ $D_M + D_A$ สำหรับสายพานชนิดพิเศษมีความถี่สูงระยะห่างจะมากกว่านี้ได้ ซึ่งสายพานจะต้องทำมาจากหนัง

สำหรับสายพานลิ้มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางมีค่าประมาณ 70% ของผลรวมเส้นผ่าศูนย์กลางล้อทั้งสอง แรงดึงสายพานถูกกระทำกับเพลาลงของมอเตอร์แรงนี้คือโหนดสายพาน (belt load, F_Q) ซึ่งกระทำกับปลายเพลาลงของมอเตอร์

โหนดสายพานคือผลรวมของแรงของสายพานด้านดิ่งกับด้านหย่อน ซึ่งผลรวมของแรงขณะดิ่งกับขณะอยู่กับที่ที่จะมีค่าประมาณเท่าเดิม เมื่อกำลังหมุนความแตกต่างระหว่างแรงของสายพานทั้งสองเท่ากับแรงที่ขอบ (circumferential force, F_U) เพื่อส่งกำลังโหนดสายพานจะมีค่าเท่ากับ F_Q



จากรูปด้านซ้ายมือ ค่าเมื่อ F_Q คือโหนดสายพาน [N] $F_Q = c \cdot F_U$
เมื่อ F_U ขึ้นอยู่กับแรงบิดมอเตอร์และรัศมีของล้อ

สำหรับการทำงานมอเตอร์ที่เอาต์พุตพิกัด จะได้สมการโดยประมาณโหนดสายพานดังนี้

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

P_N คือเอาต์พุตพิกัดของมอเตอร์ [kW]

n_N คือความเร็วมอเตอร์ที่พิกัด [rev/min]

D_M คือเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อ [mm]

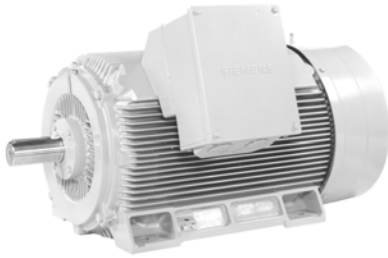
c คือแฟกเตอร์การดึงสายพาน (Belt pretensioning factor)

(สายพานลิ้ม $c \approx 2$ ถึง 2.5; สายพานพลาสติกชนิดพิเศษ $c \approx 2.0-3.0$)

จากรูปโหนดสายพานที่ยอมรับได้สูงสุดที่ตำแหน่งระยะ X ต่างๆ จะถูกกำหนดค่าสูงสุดโดยบริษัทผู้ผลิตมอเตอร์ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของมอเตอร์ และระยะห่าง X ระหว่างเส้นที่จุดกระทำของโหนดสายพานกับบ่าเพลาลง (Shaft shoulder) ดังตัวอย่าง *ตาราง* แสดงค่า Maximum cantilever forces สูงสุด F_Q ดังต่อไปนี้

Maximum cantilever forces for 50 Hz							
x_0 values refer to = 0 and x_{max} values to x = l							
Frame size	No. of poles	Max. cantilever force at x_0 N	Max. cantilever force at x_{max} N	Frame size	No. of poles	Max. cantilever force at x_0 N	Max. cantilever force at x_{max} N
250 M	2	3650	2950	315	2	8650	7600
	4	4400	3600		4	15400	13200
	6	5350	4350		6	17200	14700
	8	5700	4700		8	19000	14300
280 S	2	3350	2800	355	2	10600	9500
	4	8400	7200		4	21200	18600
	6	10000	8900		6	23400	18400
	8	11000	9850		8	25700	16300
315 S	2	3950	3350	400	2	9800	8700
	4	9900	8100		4	28400	24300
	6	12100	9900		6	31200	27000
	8	13300	10900		8	34500	27600
315 L	2	3100	2700	450	2	13500	12100
	4	8800	7450		4	29200	25500
	6	11400	9600		6	32500	31300
	8	12500	10500		8	36100	31300

ตารางแสดงค่าแรงเฉือนที่ยอมรับได้สูงสุดของมอเตอร์ที่ขนาด Frame size และ จำนวนขั้วต่างๆ



กรณีศึกษา (Case Study)

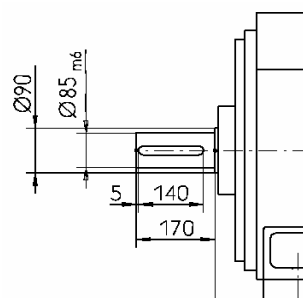
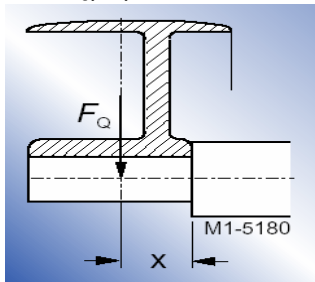
การส่งกำลังของมอเตอร์เพื่อขับโหลดผ่านสายพาน Motor torque transmission via belt drive

วิศวกรไฟฟ้า หรือวิศวกรเครื่องกลโดยทั่วไปเมื่อต้องการจะจัดซื้อมอเตอร์ โดยส่วนใหญ่จะให้ข้อมูลเพียงแค่อินดักชั่นมอเตอร์ชนิดกรงกระรอก กำลังขนาด 315 kW, ใช้กับแรงดันไฟฟ้า 400 โวลต์ ความถี่ 50 Hz, จำนวนขั้วแม่เหล็กไฟฟ้า 4 ขั้ว ติดตั้งโดยแบบวางกับพื้น (IM B3) เป็นอันเพียงพอในเบื้องต้น ต่อการนำเสนอราคา ต่อรองราคา และสั่งซื้อมอเตอร์ในที่สุด

ผู้จำหน่าย หรือผู้ผลิตมอเตอร์โดยส่วนใหญ่จะมีแคตตาล็อก หรือข้อมูลทางเทคนิคเพิ่มเติมของมอเตอร์ ในแต่ละรุ่นแต่ละแบบค่อนข้างจะละเอียด วิศวกรทั้งผู้ใช้งาน และผู้ขาย น้อยคนนักที่จะตระหนักในข้อมูลเพิ่มเติมของมอเตอร์ ในที่นี้เป็นกรณีตัวอย่างโรงงานในประเทศไทยที่ผู้เขียนประสบมา โดยขอยกตัวอย่างข้อมูลเพิ่มเติมที่วิศวกรไฟฟ้าบ้านเราไม่ควรที่จะละเลย และควรจะทำการศึกษาเพิ่มเติมดังต่อไปนี้

จากข้อมูลเพิ่มเติมของมอเตอร์จะทราบถึง ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเพลาชับมีขนาด 85 มิลลิเมตร ความเร็วรอบพิกัด = 1488 รอบต่อนาที ในกรณีนี้ต้องการจะนำมอเตอร์ไปขับโหลด โดยขับส่งกำลังผ่านทางสายพานร่องตัววี มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของพูลเลย์ 350 มิลลิเมตร

จากข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์ (Motor specification) สำหรับมอเตอร์ที่นำไปใช้ในรุ่นนี้มอเตอร์สามารถรับแรงเหวี่ยง (Cantilever force) ตามตารางที่ 1 ขนาด Frame size 315, 4 Pole ที่แกนเพลาส่งสูงสุดไม่เกิน $F_{Q(\text{Min})} = 13,200$ นิวตัน ณ.ตำแหน่งปลายเพลामื่อ ($X =$ ความยาวเพลา = 170 มิลลิเมตร)



แรงเหวี่ยงที่เพลาส่งสูงสุดที่รับได้ (Maximum cantilever force) ณ. ตำแหน่งโคนเพลामื่อ ($x=0$)
 $F_{Q(\text{Max})} = 15400$ นิวตัน

ดังนั้นแรงเหวี่ยงที่เพลาส่งสูงสุดที่ยอมรับได้โดยเฉลี่ย
 $F_{Q(\text{Average})} = (13200 + 15400) / 2 = 14,300$ นิวตัน

จากสูตรการคำนวณหาค่า แรงเหวี่ยงที่เพลา

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

เมื่อ $C = 2$ สำหรับสายพานแบบแบน

$C = 2-2.5$ สำหรับสายพานแบบร่องตัววี ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่ใช้ทำสายพาน ในกรณีนี้ให้ใช้ค่า 2.25 เป็นค่า C

F_Q = แรงดึงเนื่องมาจากสายพาน (N)

P_N = กำลังของมอเตอร์ที่ใช้งาน (315 kW)

n_N = ความเร็วรอบมอเตอร์ (1488 rpm)

D_M = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของพูลเลย์ (350 mm)

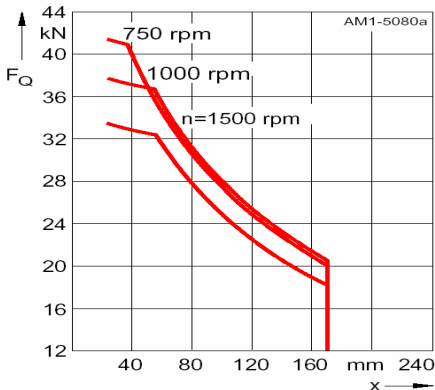
$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{2.25 \cdot 315}{1488 \cdot 350} = 27,217 \text{ N}$$

จากการคำนวณจะเห็นว่าแรงเหวี่ยง F_Q อันเนื่องมาจากการใช้ขนาดพูลเลย์เล็กเกินไป **แรงเหวี่ยงเกิดขึ้นสูงกว่าค่าที่จะยอมรับได้เกือบ 2 เท่าทำให้เพลามอเตอร์ เมื่อใช้ไปได้ระยะหนึ่ง เกิดหักขาดกลาง ดังรูป**



เมื่อเฟลาขับเพลามอเตอร์ หักขาดกลางลง ทำให้ที่รองเพลาด้านเพลาคับไม่อยู่บนแหวนรองเลื่อน ทำให้ชุดโรเตอร์ตกลงมาเสียดสีกับโครงสเตเตอร์ และขดลวด ทำความเสียหายให้แก่ตัวมอเตอร์ทั้งภายในโครงสเตเตอร์ และโรเตอร์เป็นอย่างมาก

จากกรณีตัวอย่างนี้สาเหตุเกิดมาจาก ไม่ได้มีการคำนวณหาค่าแรงเฉือน (Cantilever force) ในขั้นตอนการออกแบบมอเตอร์ รวมทั้งถึงในขณะการจัดซื้อ ได้ละเลยการตรวจสอบ ถึงลักษณะการนำไปใช้งานของมอเตอร์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับการส่งกำลังโดยผ่านทางสายพาน



หากวิศวกรทั้งผู้ซื้อ และผู้จำหน่าย ได้ทราบข้อมูลเบื้องต้น หลังจากคำนวณแล้วว่า $F_Q = 27,217$ นิวตัน ทางผู้จัดจำหน่ายมอเตอร์ จะต้อง ออกแบบมอเตอร์ เป็นแบบชนิด High cantilever force ซึ่งจะสามารถรองรับ cantilever force สูงขึ้นกว่ามอเตอร์ตามปกติเกินกว่า 2 เท่าดังรูปกราฟ

จากกราฟด้านซ้ายมือเป็นข้อมูลเบื้องต้นจากมอเตอร์ ขนาด 315 kW แบบ High cantilever force จะเห็นว่า มอเตอร์กรณีศึกษา ที่ รูปกราฟ เมื่อ $n=1500$ rpm สามารถทน High cantilever force เมื่อ ออกแบบเป็นพิเศษแล้วจะได้ดังต่อไปนี้

- แรงเฉือนที่เพลาส่งกำลังที่ได้รับได้ (Maximum cantilever force)
- $F_{Q(\text{Minimum})} = 18,000$ นิวตัน ณ.ตำแหน่งปลายเพลาคับ (X=ความยาวเพลาคับ 170 มิลลิเมตร)
- แรงเฉือนที่เพลาส่งกำลังที่ได้รับได้ (Maximum cantilever force) $F_{Q(\text{Maximum})} = 33,000$ นิวตัน ณ. ตำแหน่งโคนเพลาคับ ($x=0$)
- ดังนั้นแรงเฉือนที่เพลาส่งกำลังที่ยอมรับได้โดยเฉลี่ย $F_{Q(\text{Average})} = (18,000 + 33,000) / 2 = 25,500$ นิวตัน

ดังนั้นเมื่อเลือกใช้มอเตอร์ที่ออกแบบเป็นพิเศษให้เพิ่มขีดความสามารถทนต่อแรงเฉือนมากกว่าโดยเฉลี่ย ใกล้เคียงกับค่าสูงสุดที่ยอมรับได้ แต่ก็ยังไม่เพียงพออยู่ดี ยังไม่สามารถนำไปใช้ได้ เพื่อความปลอดภัย มอเตอร์ควรจะต้องทนต่อแรงเฉือนโดยเฉลี่ยมากกว่า 27,300 นิวตันจากสูตร

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

หากสามารถเพิ่มขนาดของฟูลเลย์ (D_M) ให้ใหญ่ขึ้นกว่าเดิม 1.2 เท่า จะสามารถลดแรงดึงจากสายพานลงได้ นั่นก็คือ เพิ่มขนาดของฟูลเลย์จากเดิม 350 เป็นอย่างน้อย 420 มิลลิเมตรด้านที่ติดกับตัวมอเตอร์ ทำให้ต้องเปลี่ยน ฟูลเลย์ด้านโหลตจากเดิมไปตามสัดส่วน

จากภาพถ่าย จะเห็นว่าไม่มีพื้นที่ช่องว่างมากพอที่จะขยายขนาดของฟูลเลย์ให้ใหญ่ขึ้นกว่าเดิมได้ถึง 1.2 เท่า ดังนั้นวิธีที่ดีที่สุดคือ หันไปใช้มอเตอร์ที่มีจำนวนขั้วแม่เหล็กมากขึ้นกว่าเดิมโดยเลือกใช้มอเตอร์ชนิด 8 ขั้ว ขนาด 315 kW ความเร็วรอบ 741 รอบต่อนาที และเปลี่ยนจากระบบขับเคลื่อนโดยผ่านสายพาน ไปเป็นการต่อแบบ Direct Coupling หรือ ทดลองเลือกใช้มอเตอร์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นกว่าเดิมและเป็นแบบทนแรงเฉือนสูงได้ แต่นำมาขับโหลตที่ขนาดเท่าเดิมจะสามารถทนต่อแรงเฉือนได้มากขึ้น

การต่อแบบ Direct Coupling ถึงแม้ว่าราคามอเตอร์จะแพงขึ้นกว่าเดิมเนื่องจากจำนวนขั้วมากขึ้น แต่ในระยะยาวจะมีผลดีว่าการส่งกำลังโดยผ่านสายพาน กล่าวคือ ไม่จำเป็นต้องมาคอยดูแลซ่อมบำรุงเปลี่ยนสายพานใหม่ และสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้มากกว่า 20% อันเป็นผลเนื่องมาจากการสั่นไถลของสายพาน และค่าสูญเสียต่างๆ อันเนื่องมาจากการส่งกำลังโดยขับเคลื่อนผ่านสายพาน

อ้างอิง

1. "Low voltage motors M11-2002/2003" Siemens AG, Automation & Drives, Standard Drives
2. "Planning of Standard Motors" Siemens Power Engineering & Automation

ตีพิมพ์ลงวารสาร. *Industrial Technology Review*. ฉบับที่ 115 ประจำเดือน ตุลาคม พ.ศ.2546

ต้องการดูบทความอื่นๆ สามารถ Down Load เพิ่มเติมได้จาก <http://www.tinamics.com/articles.asp>