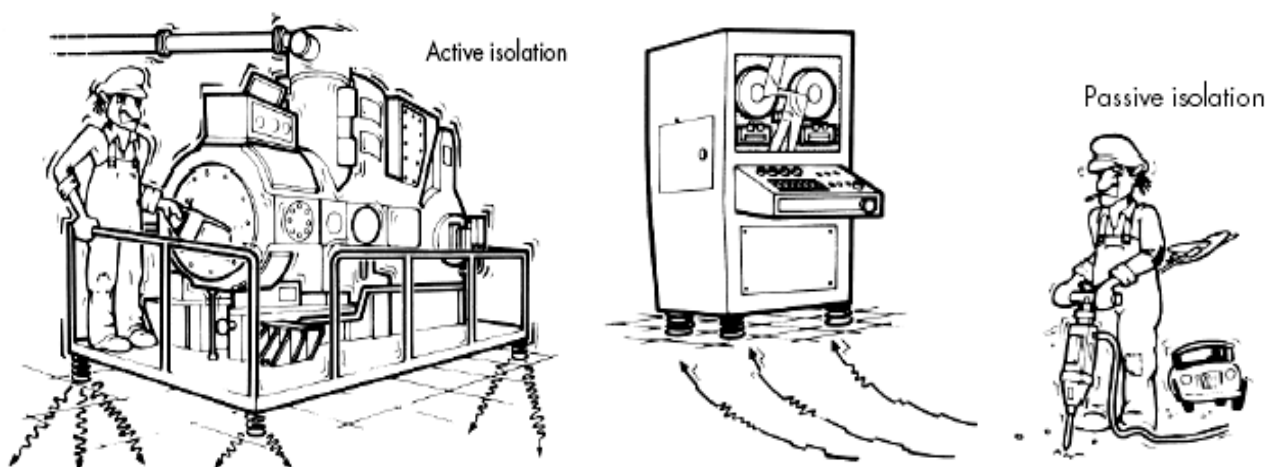


สปริงกันสะเทือน – การเลือกใช้งานและการคำนวณ

ปริญญ์ ปราชญ์นิวัฒน์
parinya@virtus.co.th
บริษัท เวอร์ทัส จำกัด

1. บทนำ

การสั่นสะเทือนเป็นปัจจัยหลักที่สร้างความรำคาญให้กับโครงสร้างต่างๆ ซึ่งเป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้เกิดความเสียหายอย่างรุนแรง การสั่นสะเทือนที่เกิดจากการทำงานของเครื่องจักรมักจะเกิดขึ้นเสมอและหลีกเลี่ยงไม่ได้ ด้วยเหตุนี้ชิ้นส่วนเครื่องจักรและอุปกรณ์บริเวณใกล้เคียงจึงเกิดความล้าสะสมอยู่เสมอและเกิดความเสียหายตามมาในที่สุด ดังนั้นจึงมีความจำเป็นอย่างมากที่ต้องกำจัดแรงสั่นสะเทือนให้ลดลง โดยวิธีหนึ่งที่สามารถทำได้ง่าย ๆ คือ การติดตั้งแท่นรองกันสะเทือน ซึ่งอาศัยคุณสมบัติความยืดหยุ่นสูง (High Elasticity) [2], [3] เพื่อลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนในช่วงความถี่ที่เครื่องจักรทำงานปกติ และตัวหน่วงเพื่อลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนในช่วงความถี่ต่ำ เช่น ความถี่เริ่มต้นเครื่องจักร (ความถี่สั่นพ้อง) เป็นต้น ทั้งนี้การใช้แท่นรองกันสะเทือนเพื่อจุดประสงค์ 2 ประการ [3],[5] คือ ลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากเครื่องจักรสู่ภายนอก (Active Isolation) และลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากภายนอกสู่เครื่องจักร (Passive Isolation) ดังแสดงในรูปที่ 1 โดยทั่วไปแท่นรองกันสะเทือนแบ่งออกเป็น 2 ประเภทตามวัสดุที่ใช้ คือ สปริงโลหะ, สปริงยางและสปริงเส้นใยโลหะ ซึ่งแสดงในหัวข้อที่ 2



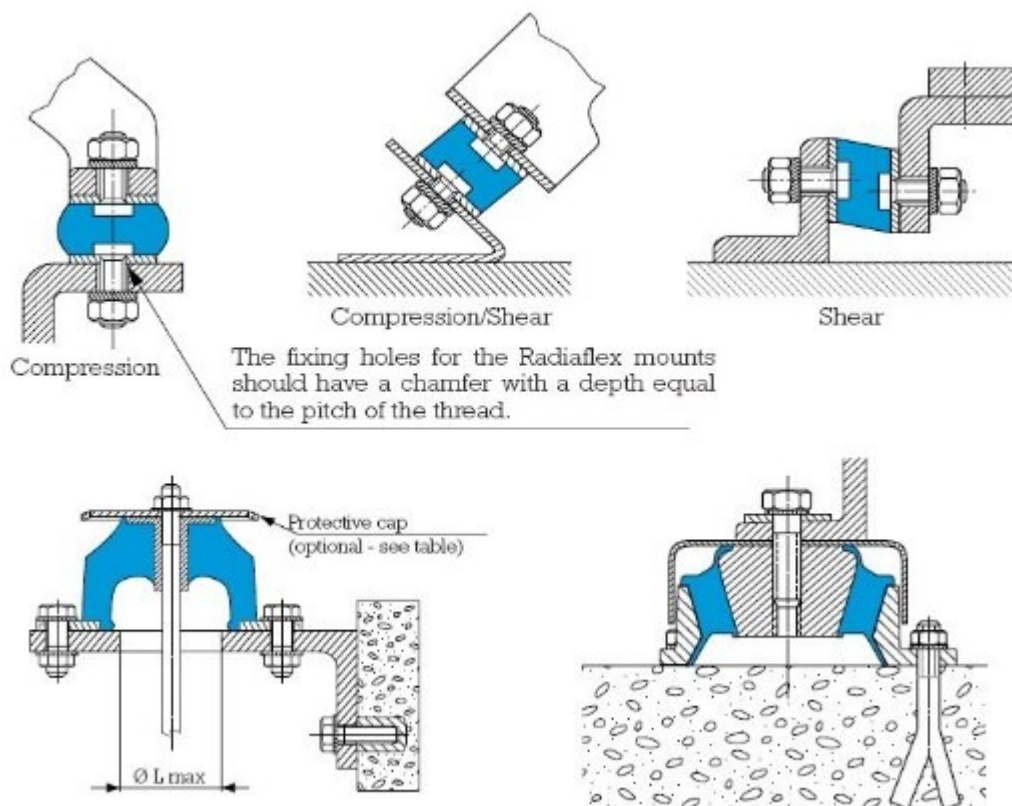
รูปที่ 1 การส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนแบบ Active Isolation และ Passive Isolation

2. ประเภทของแท่นรองรับกันสะเทือน

2.1 สปริงยาง (Rubber Springs)

โดยส่วนมากผลิตจากยางธรรมชาติเป็นพื้นฐาน ทั้งนี้เพราะยางธรรมชาติมีความแข็งแรงสูงและทนทาน ต่อความล้าซึ่งเกิดจากแรงสั่นสะเทือนได้ดีมาก นอกจากนี้ยังมีการเลือกใช้วัสดุอื่นๆ เช่น ซิลิโคนซึ่งมีคุณสมบัติในการทน อุณหภูมิและความเป็นตัวหน่วง (Damper) ได้สูงกว่ายางธรรมชาติเพื่อใช้ในงานเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนในช่วงความถี่ต่ำ หรือมีการเปลี่ยนแปลงความถี่เครื่องจักรอยู่ตลอดเวลา ทั้งนี้ต้องออกแบบการติดตั้งให้ทำงานด้วยการรับแรงกดหรือ แรงเฉือนเท่านั้น ดังรูปที่ 2.1 (ก) โดยมีเหตุผลดังต่อไปนี้

- ก) ความแข็งแรงของยางในแนวกดอัด (Compressive strength) จะมีค่าสูงที่สุดซึ่งมีค่ามากกว่าความแข็งแรงในแนวเฉือน (Shear Strength) 5-10 เท่า [2] และจะมีค่าต่ำที่สุดในแนวดึง (Tensile strength)
- ข) การออกแบบให้ยางรับแรงดึงมีความเสี่ยงต่อความเสียหายสูงมากเนื่องจากพื้นที่รับแรงของยางลดลงตามขนาดของแรงดึงและเมื่อเกิดรอยแตกในเนื้อยางจะทำให้เกิดการฉีกขาดอย่างรวดเร็ว

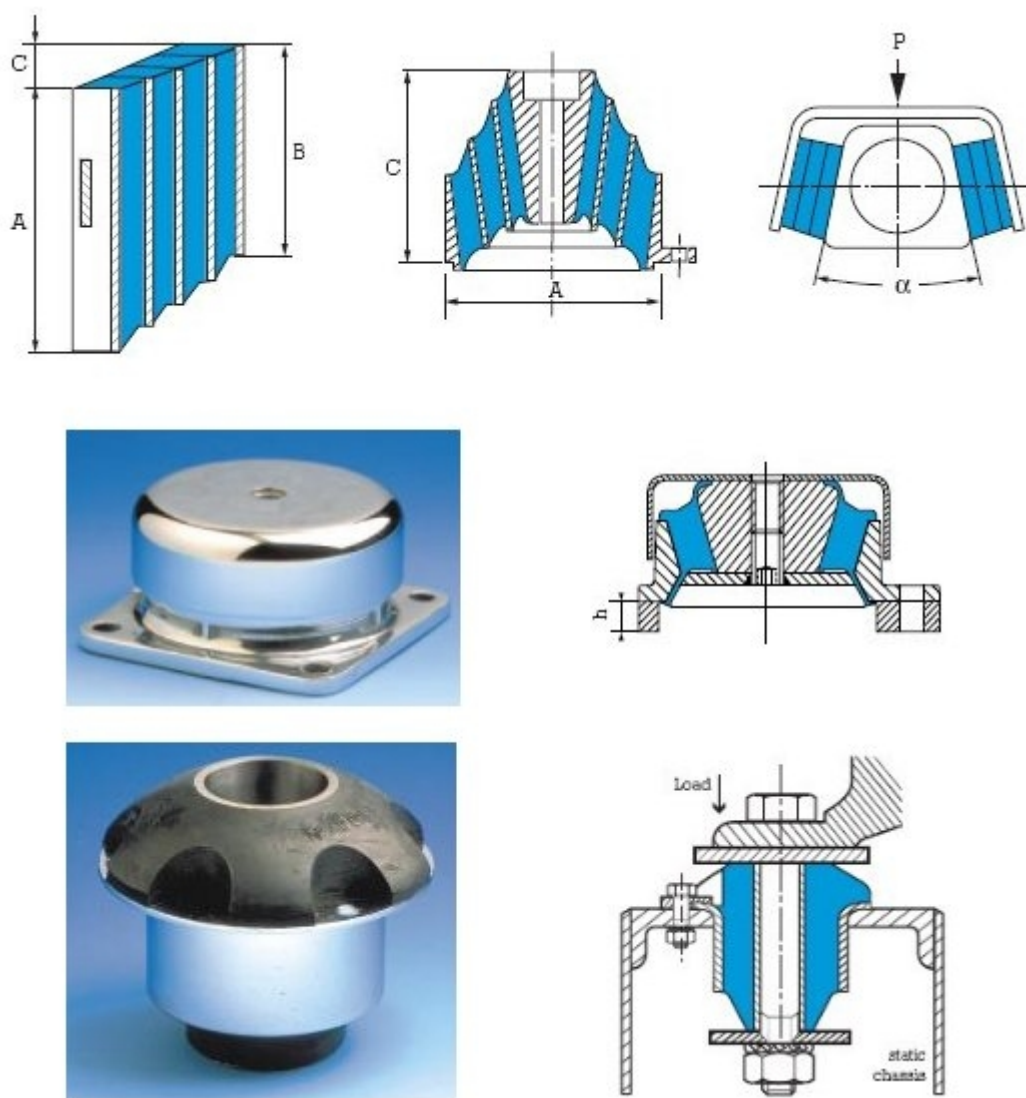


รูปที่ 2.1 (ก) แสดงลักษณะการติดตั้งสปริงยางนิยมนอกแบบให้ทำงานด้วยการรับแรงกดหรือแรงเฉือนเท่านั้น [3]



รูปที่ 2.1 (ข) แสดงแนวทางการเลือกใช้สปริงให้เหมาะสมกับประเภทเครื่องจักร
โดยทั่วมีกระบวนในกลุ่มมือผู้ผลิต [3]

การเลือกใช้สปริงยางแต่ละประเภทต้องเลือกให้เหมาะสมกับลักษณะงานซึ่งระบุโดยผู้ผลิต ตัวอย่างดังรูปที่ 2.1 (ข) ตัวอย่างการใช้งานสปริงยางบางประเภทถูกออกแบบให้ใช้การงานที่นอกจากรับแรงในแนวตั้งแล้วยังต้องรับแรงในแนวด้านข้างด้วย เช่น เครื่องแยกน้ำโดยใช้แรงเหวี่ยง (Centrifuge Machine) หรือเครื่องจักรอื่นๆ ที่มีการเคลื่อนที่ไปมา เช่น อุปกรณ์บนพาหนะโดยสาร เป็นต้น ทั้งนี้มักออกแบบให้เนื้อยางรับแรงในแนวตั้ง (น้ำหนักหรือแรงกระแทก) ด้วยแรงเฉือนและรับแรงแนวด้านข้าง (แรงเหวี่ยงหรือแรงเฉื่อย) ด้วยแรงกดดังแสดงในรูป 2.1 (ค)



รูปที่ 2.1 (ค) แสดงลักษณะการติดตั้งสปริงยางเพื่อการรับแรงเฉื่อยหรือแรงเหวี่ยงซึ่งใช้
มากในระบบกันสะเทือนปฐมภูมิ (Primary Suspension) ในรถไฟและ
รถบรรทุก รวมถึงงานโครงสร้างที่มีแรงเฉื่อยอย่างต่อเนื่อง เช่น แท่นขุดเจาะ
กลางทะเล เป็นต้น [3]

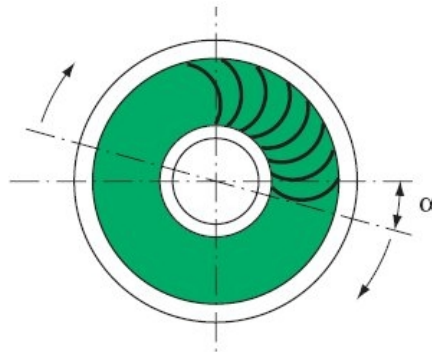
อย่างไรก็ตามการใช้งานสปริงยางมีข้อจำกัดการทำงาน คือ ห้ามใช้งานที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 70 องศาเซลเซียส, ห้ามสัมผัสแสงแดดและน้ำมัน โดยตรง (ยางธรรมชาติ) เนื่องจากเหตุที่ต้องติดตั้งเพื่อการรับแรงกดและเลื่อนเท่านั้นจึงอาจมีความยุ่งยากในการติดตั้งหน้างานอยู่บ้าง จึงทำให้มีการออกแบบสปริงยางรับแรงบิด (Torsional rubber springs) ซึ่งไม่ว่าจะติดตั้งอย่างไรเนื่อยางจะทำงานด้วยการรับแรงกดหรือแรงเฉือนเสมอ ดังแสดงในหัวข้อที่ 2.2.1 และ 2.2.2

2.2 สปริงยางรับแรงบิด (Torsional Rubber Springs)

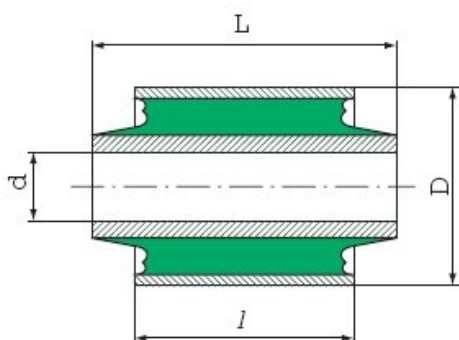
สปริงยางรับแรงบิดถูกออกแบบเพื่อการใช้งานได้ในทุกรูปแบบการติดตั้งโดยเนื้อยางจะทำงานด้วยการรับแรงกดหรือแรงเฉือนเสมอ จึงเหมาะสมกับงานที่ต้องการความยืดหยุ่นรอบจุดหมุนและแก้ไขปัญหาคอมไม่สะดวกในการติดตั้งอันเนื่องมาจากความไม่เอื้ออำนวยของพื้นที่, ลักษณะโครงสร้าง

สปริงยางรับแรงบิดแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

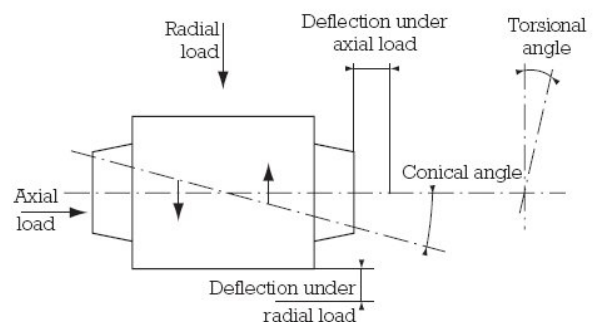
2.2.1 สลักยาง (Rubber bushes) ประกอบด้วยเนื้อยางแทรกอยู่ระหว่างแกนเพลลาและปลอกโลหะ ดังรูปที่ 2.2.1 (ก)-(ง) ใช้ในงานรับแรงบิดโดยเนื้อยางทำงานด้วยการรับแรงเฉือน ทั้งนี้สลักยางมีหลายประเภทขึ้นกับการใช้งาน ตัวอย่างจากรูปที่ 2.2.1 (ข) เป็นรูปแบบทั่วไปมักพบในในระบบขนถ่ายวัสดุแบบรางเขย่า, ระบบกลไกในหุ่นยนต์อุตสาหกรรม และในรูปที่ 2.2.1 (ง) ออกแบบให้เป็นผิวโค้งเพื่อการรับภาระแรงได้สูงขึ้นรวมถึงทำหน้าที่เป็น fail-safe คือ แม้เนื้อยางจะเกิดความเสียหายแต่สลักยางยังคงทำงานต่อไปได้โดยไม่มีชิ้นส่วนใดหลุดออกจากกัน ซึ่งนิยมใช้ในระบบกันสะเทือนและกลไกทางกลในยานพาหนะขนส่งมวลขนและการทหาร



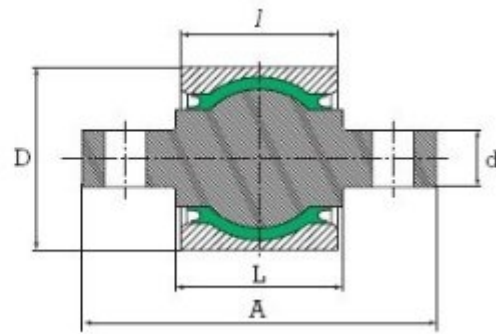
รูปที่ 2.2.1 (ก) แสดงแรงเฉือนที่กระทำในเนื้อยางภายใต้แรงบิด [5]



รูปที่ 2.2.1(ข) สลักยางสำหรับงานทั่วไป [5]

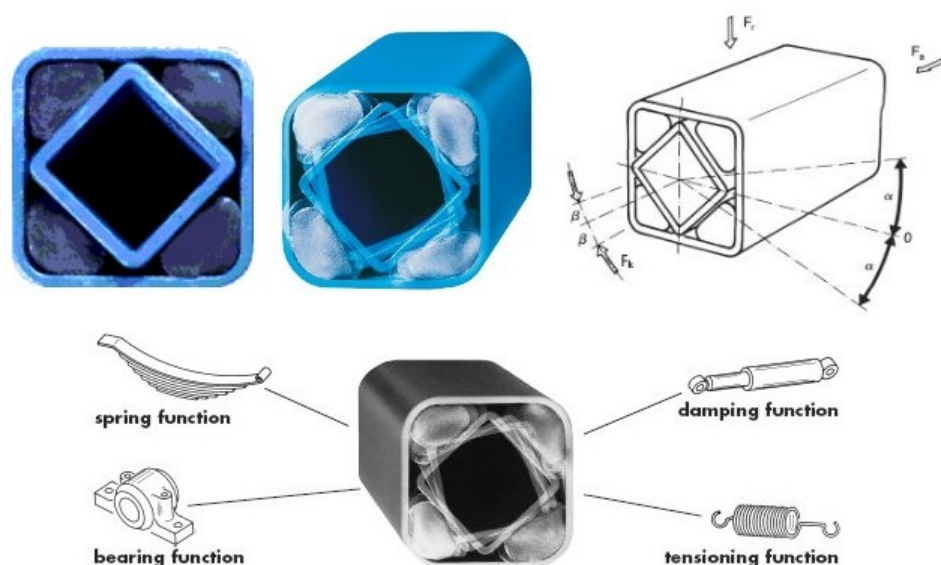


รูปที่ 2.2.1(ค) รูปแบบการรับภาระแรงในแนวต่างๆ [5]



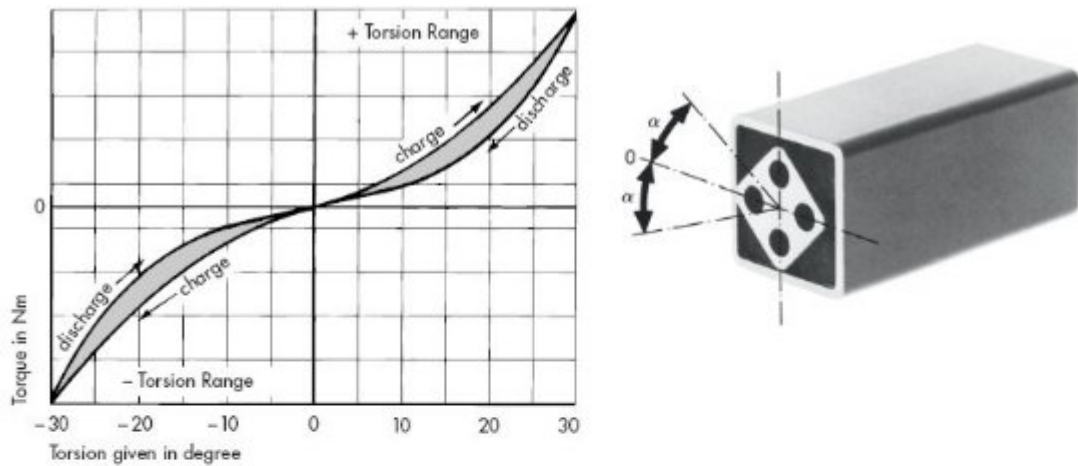
รูปที่ 2.2.1 (ง) สลักยางทรงกลม (Spherical rubber bush) เพื่อการรับแรงที่สูงขึ้นรวมถึงทำหน้าที่ fail-safe คือแม้เนื้อยางจะเสียหายแต่ยังใช้งานได้ต่อเนื่องโดยที่แกนสลักไม่หลุดออกมา[5]

2.2.2 สปริงโรสด้า (ROSTA spring) หรือสปริงนิทแฮท (Neidhart spring) ถูกคิดค้นขึ้นในปี ค.ศ. 1942 โดยอาจารย์จาก Technischen Berufsschule (Technical High-School) ใน Lenzburg ร่วมกับ Mr.Rohr แห่ง Staufen ผู้ที่พยายามสร้างงานต้นแบบเพื่อใช้กับการพาหนะขนส่งด้วยสปริงนิทแฮทและประสบความสำเร็จในการประดิษฐ์เพลารถลาก (Trailer axles) ซึ่งในปัจจุบันรู้จักกันในนาม Neidhart axles และได้ประยุกต์ใช้กับงานอื่นๆ ต่อมา โดยจดลิขสิทธิ์ภายใต้ชื่อทางการค้า ROSTA (Rohr Staufen) [5] ซึ่งเป็นที่รู้จักกันมากที่สุดในปัจจุบัน สปริงโรสด้าประกอบด้วยชิ้นยางธรรมชาติรูปทรงกระบอก(ความแข็งประมาณ 78-80 shore A) นำมาอัดตัวเข้ากับมุมทั้งสี่ของโครงโลหะโดยมีแกนเพลาลอยเป็นจุดหมุน ดังรูปที่ 2.2.2 (ก) โดยแรงเสียดทานระหว่างผิวยางและโครงโลหะด้านนอกจะเพิ่มขึ้นตามการบิดตัวของแกนเพลาส่งพองที่จะป้องกันไม่ให้เกิดการไถลระหว่างผิวยางและโลหะ ซึ่งเป็นการเพิ่มความสามารถในการรับแรงตามแนวแกนเพลานี้ [6]



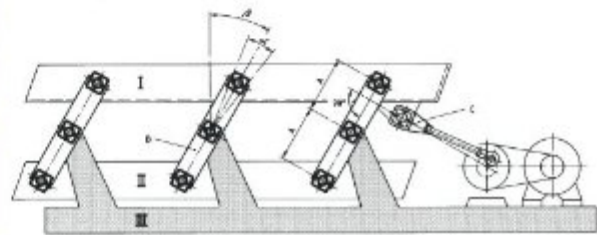
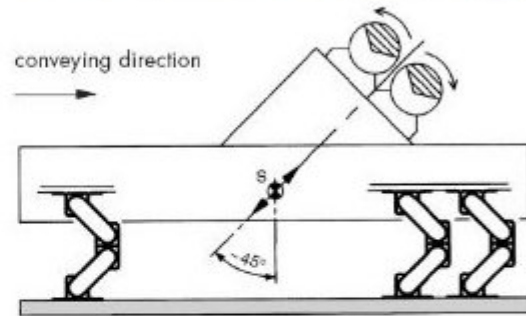
รูปที่ 2.2.2 (ก) แสดงทำงานของสปริงโรสด้าและความสามารถในการรับแรงในแนวต่างๆ [6]

จากรูป 2.2.2 (ข) ได้แสดงการทำงานของสปริงโรสต้าโดยระดับความสามารถในการรับภาระต่างๆ จะอยู่ในรูปแบบของแรงบิด (Torque) ซึ่งเพิ่มขึ้นตามองศาการบิดตัว (α) โดยไม่ควรบิดตัวมากเกินไปกว่า 40 องศา [6] เมื่อมีการบิดตัวของแกนโลหะทำให้ขึ้นยางภายในเกิดความเค้นจากแรงกดและการกลิ้งตัว [6] โดยไม่มีการไถลจึงสามารถรับแรงบิดได้สูงกว่าสลักยางที่ขนาดเท่ากันหลายเท่าตัว นอกจากนี้การใช้วิธีอัดเนื้อยางทำให้ยางมีการยุบตัวก่อนหน้าจะช่วยเพิ่มสามารถลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้มากยิ่งขึ้นด้วย

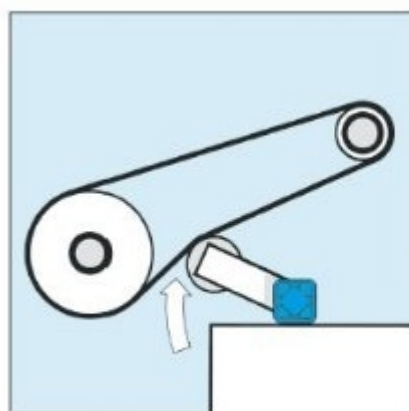


Type	Torque M in Nm at α						Weight in kg
	5°	10°	15°	20°	25°	30°	
DR-A 15 x 25	0.7	1.6	2.6	4.0	5.7	8.2	0.06
DR-A 15 x 40	1.1	2.5	4.2	6.4	9.2	13.2	0.10
DR-A 15 x 60	1.6	3.8	6.3	9.6	13.8	19.8	0.15
DR-A 18 x 30	1.9	4.5	7.5	11.0	15.0	20.6	0.10
DR-A 18 x 50	3.2	7.5	12.5	18.3	25.0	34.4	0.16
DR-A 18 x 80	5.1	12.0	20.0	29.3	40.0	55.0	0.25
DR-A 27 x 40	4.7	10.7	17.5	26.9	39.5	57.0	0.25
DR-A 27 x 60	7.0	16.0	26.3	40.3	59.3	85.5	0.36
DR-A 27 x 100	11.7	26.7	43.8	67.2	98.8	142.5	0.60

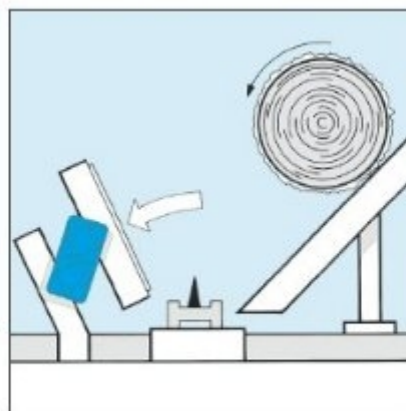
รูปที่ 2.2.2 (ข) กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมบิดตัวและแรงบิดที่เกิดขึ้น [6]



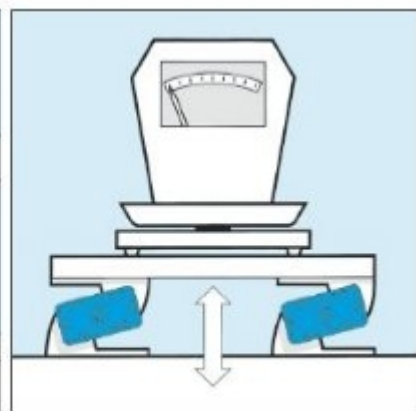
2.2.2 (ค) สปริงโรสต้าสำหรับงานขนถ่ายวัสดุด้วยรางเขย่าทั้งแบบขับเคลื่อนด้วยน้ำหนักและข้อเหวี่ยง [6]



Chain and belt tensioner



Impact suspension in feeder

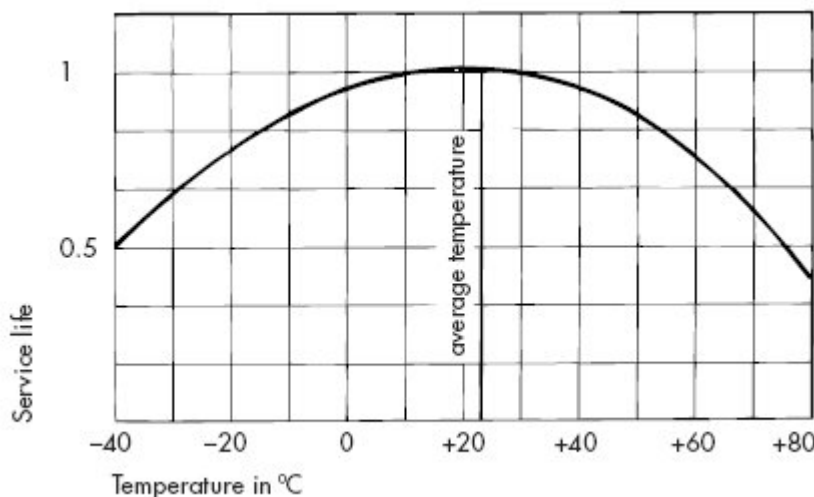


Passive insulation

2.2.2 (ง) สปริงโรสต้าสำหรับให้แรงดึง, รับแรงกระแทกและลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน [6]

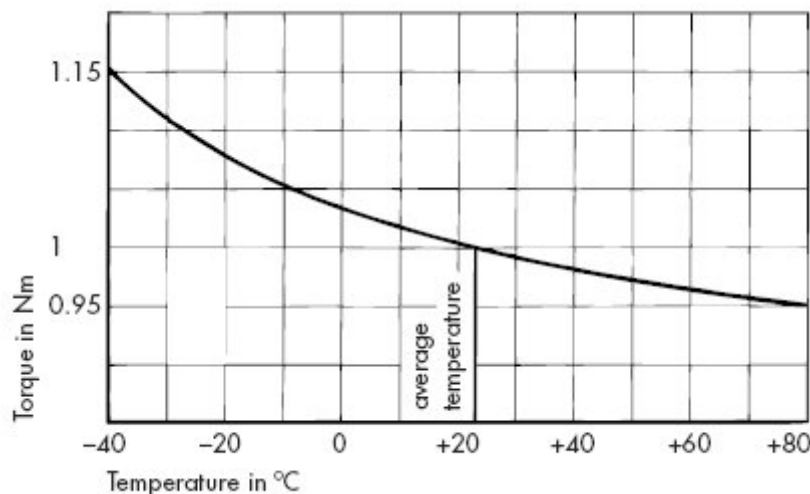
จากรูปที่ 2.2.2 (ง) แสดงการติดตั้งใช้งานประเภทต่างๆ ซึ่งไม่ว่าติดตั้งในทิศทางใดขึ้นยางจะทำงานด้วยแรงกดเสมอ ในปัจจุบันสปริงโรสต้าประสบความสำเร็จสูงสุดในงานขนถ่ายวัสดุด้วยรางเขย่าโดยสามารถพบสปริงโรสต้าได้ทั่วไปในรางเขย่าที่ผลิตโดยบริษัทชั้นนำของโลก เช่น HAUNI, COMAS เป็นต้น นอกจากนี้ยังใช้มากในการงานดึงโซ่สายพาน โดยทำหน้าที่หลัก 2 ประการ คือ ควบคุมแรงดึงในโซ่/สายพานไม่ให้สั้นหรือมากจนเกินไปและลดแรงสั่นสะเทือนจากการสับตัวของโซ่/สายพาน

อายุการใช้งานสูงสุดของสปริงโรสต้าพิจารณาที่สภาพแวดล้อมปรกติ คือ อุณหภูมิไม่เกิน 25 องศาเซลเซียส, ไม่สัมผัสสารเคมีกัดกร่อนใดๆ รวมถึงการระบับการรับแรงไม่เกินค่าที่ระบุในคู่มือ โดยแบ่งออกตามการความหนักเบาของงานขึ้นกับขนาดของมูมบิตที่ส่ายผ่านจุดหมุน โดยรางเขย่าแบบข้อเหวี่ยงจัดว่าเป็นการใช้งานหนักที่สุด เพราะมีมูมบิตตัวประมาณ 5-10 องศา ซึ่งมีอายุการใช้งานสูงสุดประมาณ 7 ปี รองลงมาได้แก่ 12 ปีสำหรับแท่นรองเครื่องจักรเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนและ 15 ปี สำหรับงานให้แรงดึงโซ่/สายพาน โดยอายุการใช้งานและแรงบิตจะลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงหรือต่ำกว่า 25 องศาเซลเซียส โดยตัวประกอบการคูณแสดงดังกราฟในรูปที่ 2.2.2 (จ) และ (ข)



รูปที่ 2.2.2 (จ)

แสดงตัวประกอบการคูณของอายุการใช้งานซึ่งมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิโดยตัวประกอบการคูณมีค่ามากที่สุดคือ 1 หรือ 100% ซึ่งก็คืออายุการใช้งานสูงสุดที่ 25 องศาเซลเซียส [6]

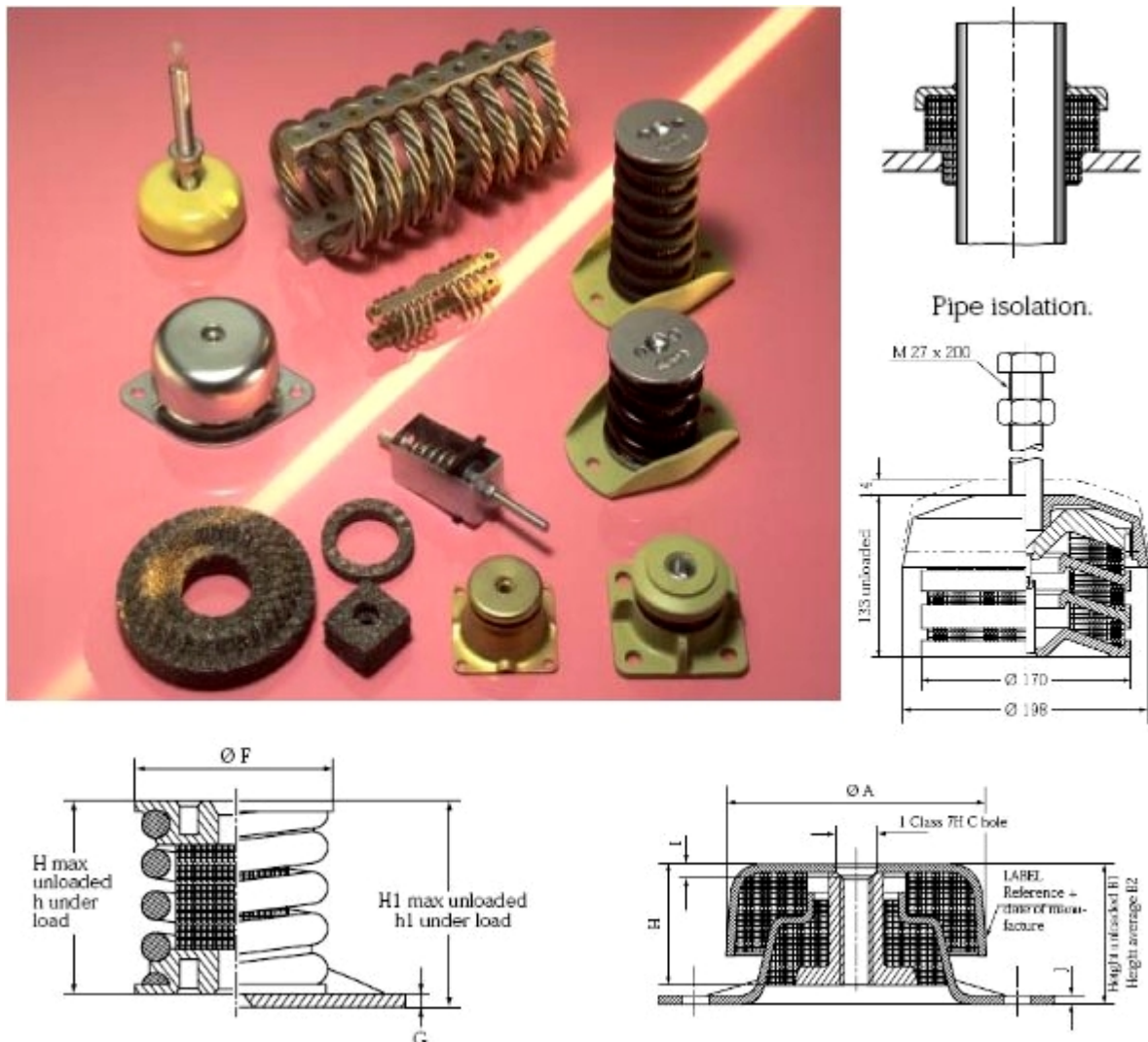


รูปที่ 2.2.2 (ข)

แสดงตัวประกอบการคูณของแรงบิดใช้งานซึ่งมีค่าเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิโดยตัวประกอบการคูณมีค่ามากที่สุดคือ 1 หรือ 100% ซึ่งก็คือแรงบิดใช้งานสูงสุดที่ 25 องศาเซลเซียส [6]

2.3 สปริงขดลวดโลหะ (Metal Mesh Springs)

สปริงขดลวดโลหะมีประกอบด้วยขดลวดเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless steel) เส้นขายนามอัดขึ้นรูปเป็นรูปทรงต่างๆ กัน ด้วยวิธีการนี้นอกจากจะได้คุณสมบัติยืดหยุ่นของสปริงแล้วจะเป็นการเพิ่มคุณสมบัติเป็นค่าตัวประกอบความหน่วง (Damping factor, หัวข้อ 3.5 และตารางที่ 1) ให้สูงกว่ายางธรรมชาติทำให้ลดแรงกระแทกได้ดีกว่าสปริงโลหะและยางธรรมชาติ ซึ่งเหมาะสมสำหรับเครื่องจักรในงานกดอัดขึ้นรูปต่างๆ และงานอุณหภูมิ อย่างไรก็ตามสปริงชนิดนี้มีราคาสูงและไม่เหมาะสมอย่างยิ่งกับงานที่สัมผัสกับฝุ่นผงหรือเม็ดทรายจำนวนมากเนื่องจากเม็ดผงหรือทรายเหล่านั้นจะเข้าแทรกช่องว่างระหว่างขดลวดทำให้สูญเสียความยืดหยุ่นและจะทำให้สปริงได้รับความเสียหาย ซึ่งหากหลีกเลี่ยงไม่ได้ควรแก้ไขโดยการทำฝาครอบป้องกันฝุ่นผงเหล่านั้น



รูปที่ 2-3 (ก) แท่นรองกันสะเทือนขดลวดโลหะแบบต่างๆ [4]

3. ข้อมูลเบื้องต้นสำหรับการออกแบบเพื่อติดตั้งแท่นรองรับสั่นสะเทือน

3.1 ปัญหาที่พบบนขณะเดินเครื่องจักร

- 3.1.1 จุดยึดขาเครื่องจักรมีรอยแตกหักเสียหาย
- 3.1.2 เกิดเสียงดังรบกวน
- 3.1.3 ปัญหาอื่นๆ

3.2 ลักษณะการทำงานของเครื่องจักร

- 3.2.1 ประเภทเครื่องจักรในเชิงการใช้งาน
- 3.2.2 เครื่องจักรติดตั้งอยู่ชั้นใดของอาคาร, สภาพพื้นรองเครื่องจักรเป็นอย่างไร?
- 3.2.3 น้ำหนักของเครื่องจักรรวมกับอุปกรณ์อื่นๆ บนแท่นเครื่องจักร
- 3.2.4 ความเร็วรอบต่ำสุด/สูงสุด และความเร็วรอบปกติ
- 3.2.5 มีแรงกระแทกหรือไม่?
- 3.2.6 จำนวนขาของแท่นเครื่อง
- 3.2.7 ตำแหน่งของจุดรวมน้ำหนัก(COG) เพื่อคำนวณหาน้ำหนักในแต่ละจุดรอง

3.3 คุณลักษณะที่ต้องการ

- 3.3.1 ต้องการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากเครื่องจักรสู่พื้น
- 3.3.2 ต้องการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากภายนอกสู่เครื่องจักร
- 3.3.3 มีความจำเป็นต้องการรักษาระดับการขยับตัวของเครื่องจักรตลอดเวลาหรือไม่?
- 3.3.4 ระยะขยับตัวสูงสุดของเครื่องจักรที่ยอมรับได้

3.4 สภาพแวดล้อม

- 3.4.1 อุณหภูมิ
- 3.4.2 สารเคมี
- 3.4.3 การกัดกร่อน เช่น การสัมผัสน้ำทะเล, แสงแดด เป็นต้น

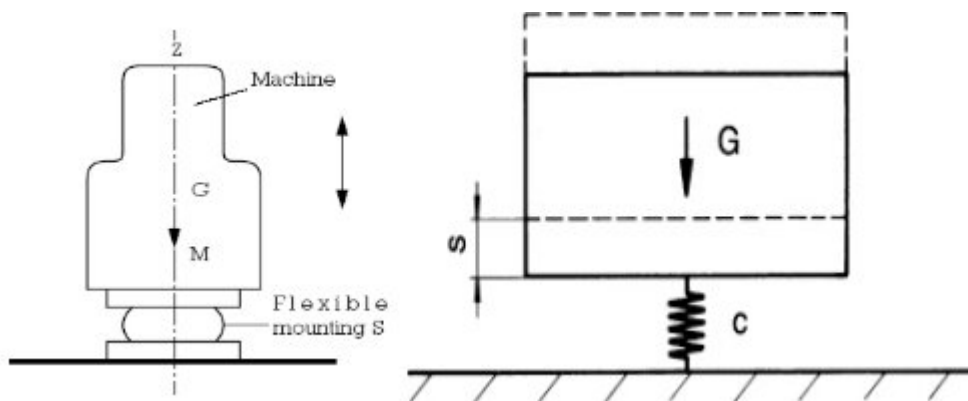
3.5 ค่าความถี่ธรรมชาติ(Natural Frequency) ของโครงสร้างหลังการติดตั้ง [2],[6]

ความถี่ธรรมชาติ คือ ความถี่อิสระของโครงสร้างหรือความถี่ตอบสนองของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นภายหลังจากมีแรงภายนอกมากระทำซึ่งเป็นค่าเฉพาะตัวของโครงสร้างนั้นๆ โดยการสั่นสะเทือนนี้จะสั่นต่อเนื่องและค่อยๆ หายลดลงด้วยค่าความต้านทานภายในหรือความหน่วง (Damping) ของโครงสร้างนั้น

ผู้ผลิตส่วนใหญ่จะให้ค่าความถี่ธรรมชาติในคู่มือซึ่งขึ้นกับระยะยุบตัวหลังการติดตั้ง โดยค่าความถี่ธรรมชาติจะแปรผกผันกับระยะยุบตัวของสปริง โดยทั่วไปสามารถหาความถี่ธรรมชาติได้ 2 วิธี คือ การทดลอง (Bump Test) และการคำนวณ

ในการทดลองนั้นต้องใช้เครื่องมือวัดที่สามารถวิเคราะห์แยกความถี่ (Spectrum Analysis) ด้วยการติดตั้งหัววัดกับโครงสร้างในทิศทางต่างๆ กัน แล้วให้แรงภายนอกโดยการเคาะที่โครงสร้าง 1 ครั้ง แรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจะถูกบันทึกค่าขนาด (Amplitude) และความถี่ (Frequency) ลงในเครื่องมือวัดและทำการวิเคราะห์แยกความถี่ซึ่งความถี่ที่ได้นี้คือ ความถี่ธรรมชาตินั่นเอง

การคำนวณค่าความถี่ธรรมชาติสำหรับสปริงโลหะ (ในทางทฤษฎีถือว่าไม่มีค่าความหน่วง) ซึ่งมีความสัมพันธ์ระหว่างระยะยุบตัวและแรงกระทำ (Stiffness) แบบเชิงเส้น (Linear) สามารถคำนวณได้จากสมการ (3.5-1), (3.5-2) หรือกราฟในรูปที่ 3.5 (ก)



รูปที่ 3.5 (ก) แสดงระยะยุบตัวภายหลังการติดตั้งเครื่องจักร

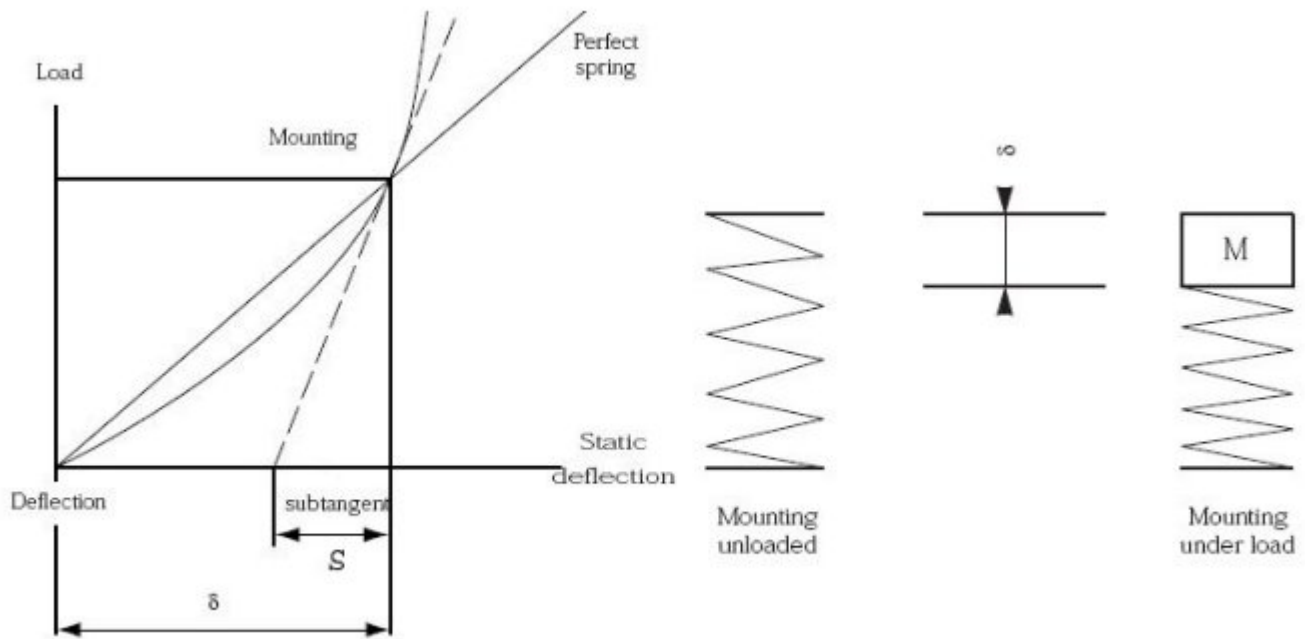
$$\text{Natural Frequency, } fn = \frac{300}{\sqrt{S}} \text{ (rpm.)} \quad (3.5-1)$$

$$= \frac{5}{\sqrt{S}} \text{ (Hz.)} \quad (3.5-2)$$

โดยที่ S = Deflection (cm.) สำหรับสปริงโลหะ

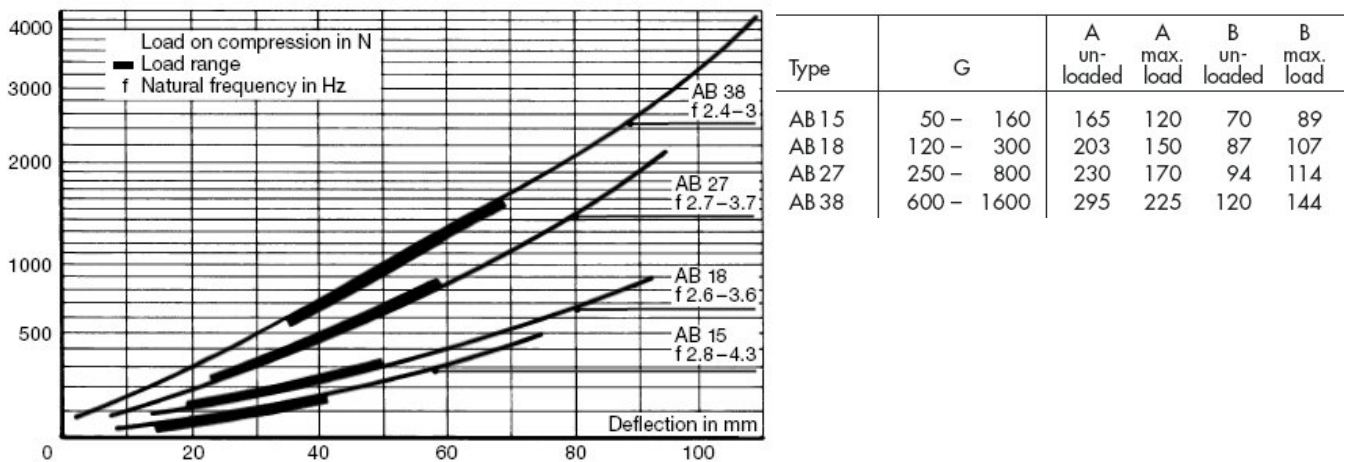
S = Sub-Tangent (cm.) สำหรับสปริงยาง

เนื่องจากสปริงยางมีเส้นความสัมพันธ์ระหว่างระยะขยุบตัวของสปริงและแรงกระทำในแบบไม่เชิงเส้น (Nonlinear) จึงต้องใช้ค่า Sub-Tangent มาคำนวณ ซึ่งหาได้โดยกำหนดภาระกระทำในกราฟแกนตั้ง (น้ำหนักเครื่องจักร) แล้วลากเส้นตามแนวนอนตัดกับเส้นโค้งความสัมพันธ์ระยะขยุบตัว-แรงกระทำ จากนั้นหาเส้นความชันที่สัมผัสผิวโค้งที่จุดตัดดังกล่าวแล้วลากลงมาตัดที่แกนนอนของกราฟจะได้ค่า Sub-Tangent ดังแสดงในรูป 3.5 (ข) โดยสำหรับสปริงโลหะค่า $\delta = S$



รูปที่ 3.5 (ข) แสดงกราฟสัมพันธ์ระหว่างระยะขยุบตัวของสปริงโลหะที่เป็นแบบเชิงเส้นและสปริงยางที่เป็นแบบไม่เชิงเส้น (เส้นโค้ง) [4] โดยระยะขยุบตัวที่นำมาคำนวณหาค่าความถี่ธรรมชาติต้องเป็นระยะที่ได้จากเส้นสัมผัสส่วนโค้งนิจสปริง ณ ตำแหน่งที่แรงกระทำ (ระยะ S) ในกรณีที่เป็นสปริงโลหะระยะ $S = \delta$

โดยทั่วไปผู้ผลิตมักจะให้ค่าความถี่ธรรมชาติแบบมากลุ่มมี้อาจจะแสดงในรูปของเส้นโค้งค่าความถี่สปริงหรือระบุเป็นช่วงตามภาระแรงกระทำดังแสดงในรูปที่ 3.5 (ค)



รูปที่ 3.5 (ค) แสดงเส้นนิจสปริงยางโดยแต่ละเส้นเป็นของสปริงยางแต่ละรุ่นโดยเส้นทึบคือช่วงที่สามารถใช้งานได้และความถี่ธรรมชาติ, f [6]

จากรูป 3.5 (ค) แสดงตัวอย่างเส้นนิจสปริงยางโดยแต่ละเส้นหมายถึงสปริงยางแต่ละรุ่น ตัวอย่าง เช่น รุ่น AB38 สามารถใช้งานที่แรงกด 600 - 1,600 N และให้ค่าความถี่ธรรมชาติ $f = 2.4 - 3$ Hz. เนื่องจากระยะยุบตัวแปรผันตรงกับแรงกดซึ่งแปรผกผันกับค่าความถี่ธรรมชาติ ดังนั้น ที่แรงกด 600 N จะให้ค่าความถี่ธรรมชาติ 3 Hz. และที่แรงกด 1,600 N จะให้ค่าความถี่ธรรมชาติ 2.4 Hz.

เมื่อได้ข้อมูลดังกล่าว จึงเลือกชนิดแท่นรองรับที่เหมาะสม โดยมีขั้นตอนดังนี้

- ก) ประเภทการใช้งานเครื่องจักร
- ข) ปัญหาจากแรงสั่นสะเทือนหรือแรงกระแทก (พิจารณาจากข้อ 4.2)
- ค) พิจารณาสภาพแวดล้อม กล่าวคือแท่นรองรับสะเทือนแบบอ่อนตัวโดยทั่วไปส่วนมากต้องหลีกเลี่ยงสภาพแวดล้อมที่ผิดปกติ คือ
 - ค.1) การทำงานที่อุณหภูมิสูงกว่า 70°C
 - ค.2) การสัมผัสกับของเหลวที่มีสมบัติในการกัดกร่อนเป็นเวลานาน
 - ค.3) การสัมผัสกับกรดหรืออัลคาไลส์ (Alkalies) เป็นเวลานาน
 - ค.4) การสัมผัสกับน้ำมัน

ก.5) การสัมผัสกับก๊าซที่มีสมบัติในการกัดกร่อนสูง เช่น โอโซน, คลอรีน เป็นต้น

อย่างไรก็ตามผู้ผลิตบางรายได้มีการพัฒนาส่วนผสมวัสดุของแท่นรองรับสะเทือนให้สามารถทำงานในสภาพแวดล้อมที่ผิดปกติได้ เช่น แท่นรองรับสะเทือนแบบอ่อนตัวจากพอลิเอสเตอร์ (PAULSTRA Flexible Mountings) และแท่นรองรับสะเทือนโรสต้า (ROSTA Anti-Vibration Mountings) เป็นต้น

4. ขั้นตอนการคำนวณ

4.1 คำนวณน้ำหนักเครื่องจักรต่อจำนวนแท่นรองรับสะเทือนเพื่อเลือกขนาดแท่นรองรับสะเทือน

4.2 คำนวณสัดส่วนระหว่างความถี่ธรรมชาติ (f_n) และความถี่กระตุ้นซึ่งก็คือความถี่การทำงานของเครื่องจักร หรือความเร็วรอบทำงานปกติ (f_e) ซึ่งเรียกว่าสัดส่วนความถี่ (Proportion of frequency) ได้ดังนี้ [2]

$$\text{Proportion of frequency} = \frac{f_e}{f_n} \quad (4-2)$$

โดยทั่วไปปัญหาที่เกิดขึ้นแบ่งออกเป็นสองประเภท คือ ปัญหาจากแรงสั่นสะเทือนและปัญหาจากแรงกระแทก โดยในทางทฤษฎีสามารถใช้ค่าสัดส่วนความถี่นี้เป็นตัวบ่งบอกได้ (รูปที่ 4) คือ

พิจารณาเป็นแรงสั่นสะเทือน: สัดส่วนความถี่ $> \sqrt{2}$ (Isolation Range, $V < 1$)

พิจารณาเป็นแรงกระแทกเมื่อ: สัดส่วนความถี่ $\leq \sqrt{2}$ (Amplification Range, $V \geq 1$)

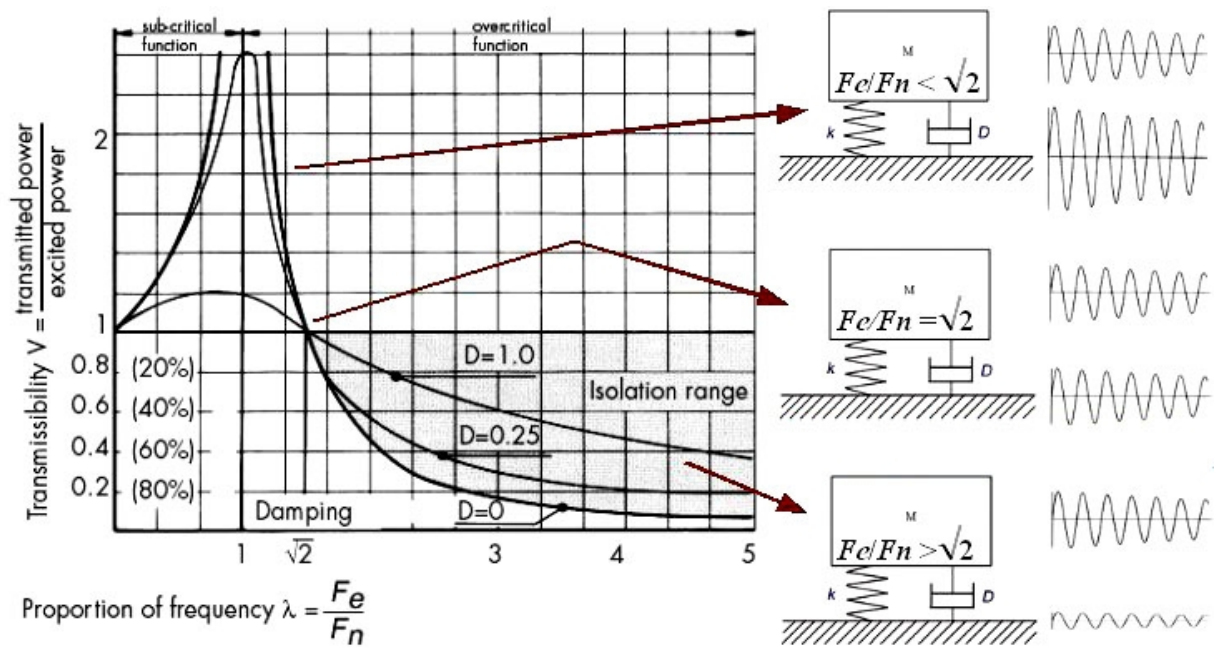
ทั้งนี้ต้องหลีกเลี่ยงสัดส่วนความถี่เท่ากับ 1 หรือความถี่กระตุ้นเท่ากับความถี่ธรรมชาติเนื่องจากเป็นจุดที่เกิดการสั่นพ้อง (Resonance) ซึ่งจะทำให้เกิดขนาดของการสั่นสะเทือนอย่างมหาศาลเป็นผลให้เสียหายแก่เครื่องจักรได้

4.2.1 กรณีที่มีเครื่องจักรหลายเครื่องบนฐานรองรับเดียวกันให้เลือกความเร็วรอบทำงานที่ต่ำสุดมาคำนวณ

4.2.2 สัดส่วนความถี่ต้องมีค่ามากกว่า $\sqrt{2}$ จึงสามารถลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้ซึ่งเป็นบริเวณที่แรงเงา (Isolation Range) ในกราฟรูปที่ 4 และหาประสิทธิภาพของการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้จากรูปที่ 4 หากสัดส่วนความถี่มีค่า $\leq \sqrt{2}$ ต้องพิจารณาเป็นปัญหาแรงกระแทกแทน

4.2.3 สัดส่วนความถี่ยังมีค่ามากก็จะยังลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้มากขึ้นตามลำดับ

4.4.4 สัดส่วนความถี่ค่าเดียวกันสำหรับแท่นรองรับสั่นสะเทือนต่างชนิดกันอาจสามารถลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้ไม่เท่ากัน ซึ่งขึ้นกับค่าตัวประกอบความหน่วง (Damping factor, D) ของวัสดุที่ต่างกันจะให้เส้นกราฟดังแสดงในรูปที่ 4 ต่างกันออกไป โดย $D=0.005$ สำหรับสปริงโลหะ [8],



รูปที่ 4 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน (Transmissibility) ในแกนตั้งและสัดส่วนความถี่ (Proportion of frequency) ในแกนนอน โดยบริเวณที่แรงงา (สัดส่วนความถี่มีค่ามากกว่า $\sqrt{2}$) เป็นช่วงที่สามารถลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้ [7]

4.3 สามารถหาค่าประสิทธิภาพการลดการสั่นสะเทือนได้ดังต่อไปนี้

4.3.1 สามารถหาได้จากกราฟการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนในรูปที่ 4 ซึ่งโดยแกนตั้งคือค่าความสามารถในการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน (Transmissibility, V) และแกนนอนคือสัดส่วนความถี่จากกราฟพบว่าหากสัดส่วนความถี่มีค่ามากกว่ารากที่สองจะสามารถลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนได้ โดยร้อยละการลดลงของแรงสั่นสะเทือนเมื่อผ่านสปริง (Isolation) สามารถคำนวณได้ดังนี้ [1]

$$\text{Isolation (\%)} = 100(1 - V) \quad (4-3)$$

$$V = \frac{B}{A} \quad (4-4)$$

$$V = \sqrt{\frac{[1 + (\frac{2 \cdot fe}{fn} \cdot D)^2]}{[(1 - \frac{fe^2}{fn^2})^2 + (\frac{2 \cdot fe}{fn} \cdot D)^2]}} \quad (4-5)$$

โดย V = ค่าความสามารถในการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน

A = ขนาดของการสั่นสะเทือนขาเข้า

B = ขนาดของการสั่นสะเทือนขาออก

fe = ความถี่กระตุ้น (ความถี่เครื่องจักร)

fn = ความถี่ธรรมชาติ

D = ตัวประกอบความหน่วง (มีค่าต่างกันตามวัสดุตารางที่ 1)

ตารางที่ 1 แสดงค่าประกอบความหน่วงและความสามารถในการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน

สูงสุด ณ จุดสั่นพ้อง ($V_{max}, fe = fn$) [7]

Material	Damping Factor, D	V_{max}
Steel Spring	0.005	100
Natural Rubber	0.05	10
Neoprene	0.05	10
Butyl	0.12	4
Metal Mesh	0.12	4
Air Damping	0.17	3
Felt and Cork	0.06	8

ทั้งนี้สามารถสรุปค่าการคำนวณร้อยละการลดลงของแรงสั่นสะเทือนกราฟในรูปที่ 4 สำหรับยางธรรมชาติได้ตามตารางที่ 2 ดังนี้

ตารางที่ 2 แสดงร้อยละการลดลงของแรงสั่นสะเทือนตามสัดส่วนความถี่ (สมการ 4-5) [7]

Proportion of frequency	%Isolation
1	Resonance
1.414	0
1.5	19
2	66
2.5	80
3	87
3.5	90
5	95
7	97
10	98
12	99

ตัวอย่าง ต้องการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากปั๊ม(Pump) สู่น้ำ โดยมีรายละเอียด คือ น้ำหนักปั๊ม 900 kg. (daN), ความเร็วรอบ 1,500 rpm., จำนวนจุดรอง 6 จุด

1) น้ำหนักที่ตกลงบนแท่นรองกันสะเทือนแต่ละตัว คือ $90/6 = 150$ kg.

2) หาจุดศูนย์กลางน้ำหนักเครื่องจักรเพื่อออกแบบตำแหน่งจุดรอง ทั้งนี้ น้ำหนักที่ตกลงในแต่ละจุดรองต้องเท่ากันทุกจุดเพื่อให้ระยะขยับตัวแต่ละจุดเท่ากันจะทำให้ประสิทธิภาพการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนเท่ากันทุกจุด

3) เลือกใช้แท่นรองกันสะเทือนที่เหมาะสมกับปั๊ม โดยเลือกขนาดของแท่นรองกันสะเทือนที่รองรับน้ำหนักได้อย่างน้อย 150 kg. หรือประมาณ 1472 N ตรวจสอบค่าความถี่ธรรมชาติจากคู่มือผู้ผลิตหรือการคำนวณ เพื่อให้ช่วงความถี่ธรรมชาติจะเลือกใช้สปริงยางในรูป 3.5 (ค) โดยรุ่นที่รับน้ำหนักช่วงนี้ คือ AB38 (600-1,600 N) จากกราฟพบว่าให้ระยะขยับตัวประมาณ 65 mm. และทำให้ระบบมีค่าความถี่ธรรมชาติประมาณ 2.4 - 3 Hz ซึ่งสามารถเทียบค่าโดยประมาณด้วยวิธีการเทียบค่าแบบง่ายๆ ดังนี้

$$f = f_{max} - \left[\frac{(W_{min} - W) \cdot (f_{max} - f_{min})}{(W_{min} - W_{max})} \right] \quad (4-6)$$

โดย f_{max} = ค่าความถี่ธรรมชาติสูงสุด (ที่แรงกดต่ำสุด)

f_{min} = ค่าความถี่ธรรมชาติต่ำสุด (ที่แรงกดสูงสุด)

W_{max} = แรงกดหรือน้ำหนักสูงสุด (ให้ค่าความถี่ธรรมชาติต่ำสุด)

W_{min} = แรงกดหรือน้ำหนักต่ำสุด (ให้ค่าความถี่ธรรมชาติสูงสุด)

W = แรงกดหรือน้ำหนักที่เกิดขึ้นจริง

f = ค่าความถี่ธรรมชาติที่แรงกด W

จากตัวอย่าง $f_{max} = 3$ Hz., $f_{min} = 2.4$ Hz., $W_{max} = 1,600$ N, $W_{min} = 600$ N, $W = 1472$ N

$$f = 3 - \left[\frac{(600 - 1472) \cdot (3 - 2.4)}{(600 - 1600)} \right] = 2.48 \quad \text{Hz.}$$

4) ความเร็วรอบปั๊ม $1,500 \text{ rpm.} = \frac{1,500}{60} = 25 \text{ Hz.}$

5) สัดส่วนความถี่ $= \frac{fe}{fn} = \frac{25}{2.48} = 10$ (ซึ่งมีค่าเกิน $\sqrt{2}$ ซึ่งอยู่ในช่วงลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน)

หาค่าประสิทธิภาพ สำหรับการใช้งานด้วยสัดส่วนความถี่ 10 ตามตารางที่ 2 จะทำให้สามารถลดการส่งผ่านแรง

สั่นสะเทือนได้ประมาณ 98 %

ตัวอย่าง ต้องการลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือนจากเครื่องบดสู่พื้น โดยมีรายละเอียด คือ น้ำหนักเครื่องบด 800 kg.
(daN), ความเร็วรอบ 60 rpm., จำนวนจุดรองรับ 4 จุด

1) น้ำหนักที่กดลงบนแท่นรองรับกันสะเทือนแต่ละตัว คือ $800/4 = 200 \text{ kg.}$

2) เลือกใช้แท่นรองรับกันสะเทือนที่เหมาะสมกับปั๊ม โดยเลือกขนาดของแท่นรองรับกันสะเทือนรุ่นที่รองรับน้ำหนักได้อย่างน้อย 200 kg. โดยความถี่ธรรมชาติที่ได้

3) ความเร็วรอบเครื่องบด $60 \text{ rpm.} = \frac{60}{60} = 1 \text{ Hz.}$

4) สัดส่วนความถี่ $= \frac{fe}{fn} = \frac{1}{7} = 0.14$ (ซึ่งมีค่าน้อยกว่า $\sqrt{2}$ ซึ่งอยู่ในช่วงขยายการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน)

ลักษณะนี้สามารถเลือกออกแบบได้ 2 แนวทาง [1] คือ

4.1) ออกแบบให้อยู่ในช่วงลดการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน จะต้องเลือกใช้แท่นรองรับกันสะเทือนที่สามารถทำงานด้วยความถี่ธรรมชาติที่ต่ำที่สุด ซึ่งอย่างน้อยต้องทำให้สัดส่วนความถี่ มีค่ามากกว่า $\sqrt{2}$ โดย คำนวณจากสมการ (4-2)

$$fn < \frac{fe}{\sqrt{2}} \quad \text{โดย } fe = 1 \quad \text{ทำให้ } fn < 0.71 \text{ Hz}$$

ซึ่งการเลือกใช้แท่นรองรับกันสะเทือนที่สามารถทำงานด้วยความถี่ธรรมชาติต่ำขนาดนี้เป็นไปได้ยากและหากทำได้แท่นรองรับกันสะเทือนดังกล่าวก็จะมีราคาแพงและราคาสูง

4.2) ออกแบบให้อยู่ในช่วงขยายการส่งผ่านแรงสั่นสะเทือน คือ สัดส่วนความถี่ $< \sqrt{2}$ จะต้องอาศัยคุณสมบัติของวัสดุที่เป็นตัวหน่วงเพื่อช่วยลดเสียงและขนาดของแรงกระทบลงได้ โดยแสดงวิธีเลือกตามขั้นตอนดังนี้

4.2.1) เพื่อป้องกันการเกิดการสั่นพ้อง พยายามหลีกเลี่ยงใช้แท่นรองรับกันสะเทือนที่ให้ค่าความถี่ธรรมชาติในช่วงความถี่กระตุ้น (ความถี่เครื่องจักร) ซึ่งโดยทั่วไปมักกำหนดให้ช่วงที่ต้อง หลีกเลี่ยง คือ ใช้ค่าความถี่ธรรมชาติประมาณ $\pm 35\%$ ของความถี่กระตุ้น หรือ $0.65fe < fn < 1.35fe$

4.2.2) หาค่าแรงกระทบของเครื่องจักรจากคู่มือหรือการวัดค่าความเร่งด้วยเครื่องมือวัดการสั่นสะเทือน

4.2.3) ในคู่มือผู้ผลิตมักระบุระยะยุบตัวสูงสุด, แรงกดหรือน้ำหนักสูงสุด (Max Static load, W) โดยการเลือกขนาดของสปริงยางต้องคำนวณหาค่า Dynamic load, Wd โดย Dynamic load มีค่าประมาณ 3 เท่าของ Static load ทั้งนี้ต้องเลือกสปริงยางที่สามารถรับ Dynamic load ได้สูงกว่าแรงกระทบของเครื่องจักร

เอกสารอ้างอิง

1. Singiresu S. Rao, “Mechanical Vibration”, 3rd edition., Addison-Wesley Publishing Company.
2. E. F. Gobel., "Rubber Springs Design", Newnes-Butterworths, London.
3. PAULSTRA-VIBRACHOC, “Flexible Mountings”, PAULSTRA S.N.C., France.
4. PAULSTRA-VIBRACHOC, “Metal Mountings”, PAULSTRA S.N.C., France.
5. PAULSTRA-VIBRACHOC, “Flexible Bushes”, PAULSTRA S.N.C., France.
6. ROSTA, “The Blue One from ROSTA”, ROSA AG., Switzerland.
7. VIRTUS COMPANY LIMITED, “Anti-Vibration Mountings – Presentation”, Bangkok, Thailand.