



ใบรับรองวิทยานิพนธ์

บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

เรื่อง การสร้างเครื่องมือทั่วไปด้วยวิธีฟิสิกส์สำหรับออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล
โดย นายมนต์ชัย โชติเลิศศักดิ์

ได้รับอนุมัติให้นับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(อาจารย์ ดร.มงคล หวังสถิตย์วงศ์)

21 พฤษภาคม 2550

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

ประธานกรรมการ

(อาจารย์ ดร.ชัยวัฒน์ นุ่มทอง)

กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.สุเทพ บุตรดี)

กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สถาพร ชาดาคม)

การสร้างเครื่องมือทั่วไปด้วยวิธีฟิสิกส์สำหรับออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

นายมนต์ชัย โชติเลอศักดิ์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต
บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ปีการศึกษา 2549
ลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

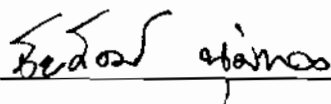
ชื่อ : นายมนต์ชัย โชติเลอศักดิ์
ชื่อวิทยานิพนธ์ : การสร้างเครื่องมือทั่วไปด้วยวิธีฟีทเจอร์เบสสำหรับออกแบบชิ้นส่วน
เครื่องกล
สาขาวิชา : วิศวกรรมการผลิต
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : อาจารย์ ดร.ชัยวัฒน์ นุ่มทอง
รองศาสตราจารย์ ดร.สุเทพ บุตรดี
ปีการศึกษา : 2549

บทคัดย่อ

กระบวนการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลในปัจจุบันนิยมใช้โปรแกรมประเภท CAD (Computer-Aided Design) มาช่วยในการออกแบบ แต่ส่วนมากโปรแกรม CAD จะใช้ช่วยในการเขียนแบบเท่านั้น ซึ่งผู้เขียนแบบต้องรู้ขนาดของชิ้นส่วนที่จะเขียน โดยขนาดและข้อกำหนดต่างๆนั้นต้องผ่านการเลือกและคำนวณตามหลักการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมาแล้ว ทำให้เกิดความล่าช้าและอาจเกิดการผิดพลาดได้ เอกสารฉบับนี้นำเสนองานวิจัยซึ่งเป็นการประยุกต์ใช้วิธีฟีทเจอร์เบส (Feature-Based) มาพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล 5 ชนิด ได้แก่ สลักเกลียว, เพลา, ลิ้นส่เหลื่อม, เฟืองฟันตรง และสปริง โดยขั้นแรกจะทำการเขียนแบบจำลอง 3 มิติของชิ้นส่วนต้นแบบซึ่งประกอบจากฟีทเจอร์ต่างๆ บันทึกเป็นแฟ้มมาโคร (Macro Files) ต่อมา ข้อมูลการออกแบบจะถูกรวบรวมมาจัดทำเป็นฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ (Design Database) และสุดท้ายทำการสร้างโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล โดยโปรแกรมจะทำหน้าที่รับตัวแปรต่างๆ เช่น การใช้งาน, แรงกระทำ, วัสดุที่ใช้ เป็นต้น แล้วจึงนำข้อมูลดังกล่าวมาคำนวณโดยโปรแกรมและเปรียบเทียบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ แล้วจึงส่งผลการคำนวณไปยังโปรแกรม CAD โดยผ่าน เอ พี ไอ (API : Application Programming Interface) เพื่อสร้างแบบจำลอง 3 มิติ (3D Models) ซึ่งสามารถนำมาใช้สร้างแบบประกอบ (Assembly Model) ต่อไป และนำมาวิเคราะห์คุณสมบัติทางกลต่างๆ เช่น วิเคราะห์ความแข็งแรง, ความเค้น, ความเครียด เป็นต้น จากวิธีดังกล่าวทำให้กระบวนการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมีความถูกต้องและรวดเร็วขึ้น

(วิทยานิพนธ์มีจำนวนทั้งสิ้น 135 หน้า)

คำสำคัญ : ฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ, ฟีทเจอร์เบส, แบบจำลอง 3 มิติ



อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

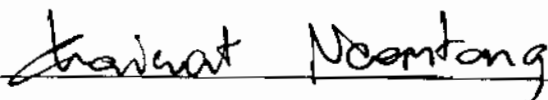
Name : Mr.Monchai Chotelersak
Thesis Title : Generic Feature-based Tooling for Mechanical Design
Major Field : Production Engineering
King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok
Thesis Advisors : Dr.Chaiwat Noomtong
Associate Professor Dr.Suthep Butdee
Academic Year : 2006

Abstract

Recently, mechanical part design is popularly used CAD for assisting designers. However, the product designer needs to understand how to design, calculation as well as selection suitable standard parts in order to meet engineering standard safety aspects and long life performance. It causes time consuming and also often errors. This research aims to develop mechanical part design using generic feature-based. The most commonly used spare parts are selected to be studied. They are screw, shaft, feather key, spur gear and spring. The characteristics of those spare part functions are prepared depending on each performance. Whenever, the parts are required for a mechanical design, the part is retrieved from library together with its characteristics. The program is developed by Microsoft Visual Basic interfaced with the CAD-API.

(Total 135 pages)

Keywords : Design Database, Feature-Based, 3D Model

 _____ - Advisor

กิตติกรรมประกาศ

การวิจัยครั้งนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ผู้จัดทำวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ ดร.ชัยวัฒน์ นุ่มทอง และรองศาสตราจารย์ ดร.สุเทพ บุตรดี ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้ช่วยดูแล ให้คำแนะนำ และชี้แจงจุดบกพร่องต่างๆ ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์สถาพร ชาดาคม กรรมการสอบป้องกันวิทยานิพนธ์ที่ให้คำแนะนำให้วิทยานิพนธ์มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น และขอขอบคุณอาจารย์ทุกท่านที่ให้ความรู้ รวมถึงเจ้าหน้าที่ภาควิชาวิศวกรรมการผลิตที่ช่วยเหลือในการดำเนินการต่างๆ ในการดำเนินการวิจัยในครั้งนี้

ขอขอบคุณ คุณสุกิจ มัทนวิรพงศ์, คุณวสิน แจ่มบำรุง และคุณเสรี ดันตยะกุล ที่สนับสนุนทุนวิจัย คุณรินทร์ศิริ สังข์โกมล ที่ช่วยเหลือด้านงานเอกสาร คุณชนพล ตั้งชูพงศ์ ที่ช่วยด้านงานโปรแกรม

ขอขอบคุณ ภรรยาและบุตรของผู้วิจัยที่ให้ความรัก และให้กำลังใจเสมอมา

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยใคร่ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ของผู้วิจัยที่คอยให้กำลังใจและให้การสนับสนุนด้านการเงินแก่ผู้วิจัยเสมอมาจนสำเร็จการศึกษา

มนต์ชัย โชติเลอศักดิ์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญภาพ	ฅ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 คำจำกัดความ	2
1.4 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.5 วิธีการวิจัย	2
1.6 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย	3
1.7 ประโยชน์ของการวิจัย	3
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 กระบวนการออกแบบ	5
2.2 สมบัติทางกลของวัสดุ	8
2.3 ทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลย่อย	10
2.4 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย	14
2.5 การออกแบบสำหรับการแตกหักเนื่องจากความล้า	23
2.6 ระบบมาตรฐาน	25
2.7 การออกแบบสลักเกลียว	27
2.8 การออกแบบเพลลา	38
2.9 การออกแบบลิ้ม	41
2.10 การออกแบบเฟืองฟันตรง	46
2.11 การออกแบบสปริง	51
2.12 คอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ	63
2.13 หลักการของฟิโทเจอร์	67
2.14 วิธีการสร้างฟิโทเจอร์	73
2.15 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	75

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 วิธีการดำเนินการวิจัย	81
3.1 ศึกษาทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	82
3.2 สร้างแบบจำลอง 3 มิติของชิ้นส่วนต้นแบบ	82
3.3 จัดทำฐานข้อมูลการออกแบบ	82
3.4 การเขียนโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	82
3.5 ห้องสมุดชิ้นส่วน	96
บทที่ 4 ผลการวิจัย	97
4.1 การทดสอบโปรแกรมออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	97
บทที่ 5 สรุปผล อภิปรายผลและข้อเสนอแนะ	105
5.1 ประโยชน์ของงานวิจัย	105
5.2 องค์ความรู้ที่ได้รับจากการทำงานวิจัย	105
5.3 ข้อจำกัดของโปรแกรมออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	106
5.4 ข้อเสนอแนะ	106
บรรณานุกรม	107
ภาคผนวก ก	
ข้อมูลสำหรับออกแบบ	109
ภาคผนวก ข	
ตัวอย่างการคำนวณประกอบการออกแบบ	123
ภาคผนวก ค	
ตัวอย่างแบบจำลองที่ออกแบบโดยโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	131
ประวัติผู้วิจัย	135

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
2-1	รายชื่อองค์การมาตรฐานระดับชาติและนานาชาติที่สำคัญ	27
2-2	ค่าประมาณของความยาวอิสระและความยาวแข็งตัว	57
2-3	ค่าความเค้นเฉือนออกแบบสำหรับวัสดุสปริง	58
2-4	ขนาดลวดที่แนะนำสำหรับการออกแบบสปริง	58
2-5	ความเค้นขั้นต่ำของสปริงแบบดึง	62
2-6	ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยการเข้ามาโคร (Macro)	74
2-7	ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยการเขียนโปรแกรมเอพีไอ (API)	74
2-8	ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยวิธีการใช้ไลบรารี	74
4-1	เวลาในการสร้างแบบจำลอง 3 มิติด้วยวิธีทั่วไปกับการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	103
ก-1	เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา	110
ก-2	เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวละเอียด	111
ก-3	คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด	113
ก-4	ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลียว	113
ก-5	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายระหว่างวัสดุต่างชนิดโดยประมาณ	114
ก-6	ขนาดระบุของเพลตามาตรฐาน ISO/R75-1969	114
ก-7	ค่าตัวประกอบความล้า	115
ก-8	ขนาดความยาวลิ้มมาตรฐานที่ควรเลือกใช้	115
ก-9	ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลขนาดต่างๆ	116
ก-10	มาตรฐานของพื้นเฟือง	117
ก-11	ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน ANSI (Metric)	117
ก-12	ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน DIN	117
ก-13	ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน ISO	118
ก-14	ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน JIS	118
ก-15	ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส	119
ก-16	คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง	120
ก-17	คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าที่ชุบแข็งได้	120

สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2-1 ขั้นตอนการออกแบบทั่วไป	6
2-2 แผนภาพความเค้น-ความเครียด	8
2-3 แรงชนิดต่างๆ	10
2-4 คานและแกนสะเทิน	14
2-5 ระบบความเค้นสองมิติ	15
2-6 วงกลมมอร์	16
2-7 ความเค้นกรณีพิเศษ	17
2-8 ขอบเขตของความเค้นจากทฤษฎีความเสียหาย	19
2-9 ระบายออกตะขีตรัล	21
2-10 การเปรียบเทียบขอบเขตของความเค้น	22
2-11 แบบรากฐานของเกลียว	27
2-12 สลักเกลียวและแป้นเกลียว	29
2-13 หมุดเกลียว	29
2-14 สลักเกลียวสตัด	30
2-15 หมุดเกลียวจักรกล	31
2-16 หมุดเกลียวปรับ	31
2-17 เกลียวที่ปลายขอกเกี่ยวของเครื่องยก	33
2-18 รอยต่อของตุมคาน	34
2-19 อัตราส่วนระยะยึดของสลักเกลียวกับระยะหดของชิ้นงานเมื่อขันสลักเกลียว	36
2-20 รอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเฉือน	37
2-21 เพลภายใต้แรงต่างๆ	39
2-22 ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส	42
2-23 ความเค้นบนลิ้ม	43
2-24 แรงบนรอยต่อด้วยลิ้ม	43
2-25 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง	47
2-26 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส	49
2-27 สปริงชด	53
2-28 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับสปริงรับแรงดึงและแรงกด	55
2-29 รูปแบบปลายสปริงชดรับแรงกด	56

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า
2-30 แรงเปลี่ยนแปลง	60
2-31 สปริงชุดแบบดิ่งซึ่งมีขอกลมในแนวศูนย์กลางชุด	62
2-32 แสดงมุมมองต่างๆ ในการเขียนแบบ	63
2-33 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองโครงสร้างเส้นและแบบจำลองโซลิด	64
2-34 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling)	65
2-35 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling)	66
2-36 แสดงรูปทรงพื้นฐานทางเรขาคณิต	66
2-37 แสดงวิธีการสร้างแบบจำลองรูปทรงทางเรขาคณิต	67
2-38 แสดงแบบจำลองแบบจำลองเงื่อนไขในการนำเสนอ	67
2-39 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์ที่เกิดซ้ำของพีทเจอร์	70
2-40 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์ที่เกิดไม่ซ้ำของพีทเจอร์	70
2-41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพีทเจอร์กับเรขาคณิต	70
2-42 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบพีทเจอร์แบบอินเตอร์แอคทีฟ พีทเจอร์ รีคอกนิชัน	71
2-43 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบพีทเจอร์แบบออโตเมติก พีทเจอร์ รีคอกนิชัน	71
2-44 แสดงกระบวนการออกแบบโดยใช้พีทเจอร์	72
2-45 แสดงสรุปเทคนิคกระบวนการสร้างรูปแบบพีทเจอร์	72
2-46 แสดงวิธีการสร้างพีทเจอร์	73
2-47 การเปรียบเทียบรูปร่างโดยรวม	78
2-48 ระบบออกแบบฐานพีทเจอร์	79
3-1 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย	81
3-2 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วน เครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ	83
3-3 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วน เครื่องกลส่วนคำนวณ	84
3-4 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการคำนวณหาขนาดสลักเกลียว	87
3-5 แผนผังวัตถุอิสระของเพลลา	88
3-6 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการคำนวณหาขนาดเพลลา	89
3-7 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการคำนวณหาขนาดสปริง	93
3-8 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการคำนวณหาขนาดเฟืองฟันตรง	95

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
4-1	หน้าจอหลักของโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล	97
4-2	หน้าจอของโปรแกรมช่วยออกแบบสลักเกลียว	98
4-3	การใส่ข้อมูลและผลลัพธ์	99
4-4	ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสลักเกลียว	99
4-5	การใส่ข้อมูลและผลลัพธ์ของการออกแบบสปริงกด	101
4-5	ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสลักเกลียวแบบต่างๆ	102
4-6	ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสปริงกดและสปริงดึง	102
4-7	ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของเฟืองฟันตรง	102
ค-1	เครื่องบดแก้ว	132
ค-2	ภาพขยายเครื่องบดแก้ว	133

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล จำเป็นต้องอาศัยความรู้ และประสบการณ์ของผู้ออกแบบ ได้แก่ ความรู้ด้านกลศาสตร์วัสดุ พลศาสตร์ วัสดุศาสตร์ รูปทรงทางเรขาคณิตที่ถูกต้อง ตลอดจนมาตรฐานการออกแบบต่าง ๆ ในปัจจุบันคอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์สำคัญที่ช่วยให้การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลทำได้ง่าย รวดเร็ว และถูกต้องมากขึ้น โดยโปรแกรมประเภท CAD (Computer-Aided Design) เป็นเครื่องมือสำคัญชิ้นหนึ่งแต่ทั่วไปแล้วข้อมูลที่จะนำมาเขียนแบบ คือขนาดของชิ้นส่วนเครื่องกลนั้นต้องผ่านการคำนวณตัวแปรต่าง ๆ เช่น แรงที่กระทำต่อชิ้นส่วนเครื่องกล, วัสดุที่เลือกใช้ และมาตรฐานของชิ้นส่วนเครื่องกล เป็นต้น เท่ากับว่า หน้าที่หลักของโปรแกรม CAD ในที่นี้คือการเขียนแบบเท่านั้น อีกทั้งในการออกแบบด้วยโปรแกรม CAD ในแต่ละครั้งนั้น แม้ว่ารูปร่างที่ออกแบบจะใกล้เคียงกันเมื่อมีการออกแบบใหม่ก็ต้องเขียนแบบใหม่ทุกครั้ง ทำให้เกิดความล่าช้าและอาจเกิดการผิดพลาดในการส่งข้อมูลได้ งานวิจัยนี้ เป็นการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล โดยใช้เทคนิคฟีทเจอร์เบส (Feature-Based) มาช่วยในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล โดยเขียนแบบชิ้นส่วนเครื่องกล 5 ชนิด ได้แก่ สลักเกลียว, เพลา, ลิ่มสี่เหลี่ยม, เฟืองฟันตรง และสปริง เป็นแบบจำลองโซลิด 3 มิติ (3D solid models) ด้วยโปรแกรม CAD โดยกำหนดขนาดในระบบเมตริก (Metric) และเก็บบันทึกเป็นแฟ้มมาโคร (Macro files) ต่อมาทำการรวบรวมข้อมูลที่ใช้สำหรับการออกแบบมาจัดสร้างฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ (Design database) เก็บไว้ จากนั้นเขียนโปรแกรมช่วยออกแบบ ซึ่งทำหน้าที่รับข้อมูลเงื่อนไขต่าง ๆ ที่ต้องการจากผู้ใช้งานทำการประมวลผลกับฐานข้อมูลที่มี ได้ผลลัพธ์เป็นขนาดของชิ้นส่วนเครื่องกลที่ต้องการส่งไปยังโปรแกรม CAD โดยผ่าน เอ พี ไอ (API : Application Programming Interface) แล้วทำการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของชิ้นส่วนเครื่องกลมาตรฐานได้อย่างรวดเร็ว แบบจำลอง 3 มิติที่สร้างขึ้นสามารถเลือกให้จัดเก็บในห้องสมุดชิ้นส่วนได้โดยชิ้นส่วนที่จัดเก็บจะถูกตั้งชื่อโดยอัตโนมัติ ทำให้ลดเวลาในการออกแบบได้ มีความถูกต้องตามหลักวิธีการออกแบบแบบจำลอง 3 มิติที่ได้สามารถนำไปตรวจสอบสมบัติทางกายภาพต่าง ๆ เช่น ขนาด, พื้นที่, ปริมาตร, น้ำหนัก และนำมาวิเคราะห์คุณสมบัติทางกลต่าง ๆ ได้โดยง่าย แบบจำลอง 3 มิติที่สร้างขึ้นสามารถเลือกให้จัดเก็บในห้องสมุดชิ้นส่วน (Part Library) ได้โดยชิ้นส่วนที่จัดเก็บจะถูกตั้งชื่อโดยอัตโนมัติ ดังนั้นชิ้นส่วนที่เหมือนกันจะไม่ถูกจัดเก็บซ้ำทำให้ลดเนื้อที่การจัดเก็บ

ข้อมูล จากวิธีดังกล่าวจะทำให้กระบวนการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมีความถูกต้อง และรวดเร็วขึ้น

1.2 วัตถุประสงค์

จัดทำโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล โดยใช้วิธีพีทเจอร์เบส

1.3 คำจำกัดความ

เครื่องมือทั่วไป หมายถึง อุปกรณ์ที่ใช้งานทั่วไปในงานเครื่องกล เช่น สลักเกลียว, เฟือง, เพลา, สปริง เป็นต้น

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1.4.1 สร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล ด้วยหลักการพีทเจอร์เบส โดยใช้โปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0 (Visual BASIC 6.0) เชื่อมโยงกับโปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 (Solidworks 2004) และโปรแกรมฐานข้อมูล ไมโครซอฟท์แอคเซส 2003 (Microsoft Access 2003)

1.4.2 ชิ้นส่วนเครื่องกลที่ใช้ในการวิจัยได้แก่ สปริงกด, สปริงดึง, สลักเกลียว, เพลากลม, เฟืองฟันตรง และ ลิ่มสี่เหลี่ยม

1.4.3 การวิจัยใช้ระบบเมตริก (Metric) ในการคำนวณ

1.5 วิธีการวิจัย

1.5.1 ศึกษาทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล และเทคนิคพีทเจอร์เบส

1.5.2 ศึกษาโปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0, โปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 และ โปรแกรมฐานข้อมูล

1.5.3 รวบรวมข้อมูลเกี่ยวกับการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมาตรฐานเพื่อจัดทำฐานข้อมูล

1.5.4 เขียนแบบชิ้นส่วนเครื่องกลด้วยโปรแกรมโซลิดเวิร์ก จัดบันทึกเป็นแฟ้มมาโคร

1.5.5 เขียนโปรแกรมด้วยโปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0 และ โปรแกรมไมโครซอฟท์แอคเซส 2003 เชื่อมโยงสู่โปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 ด้วย เอ พี ไอ (API : Application Programming Interface)

1.5.6 ทดลองใช้โปรแกรม ตรวจสอบ และแก้ไข

1.5.7 วิเคราะห์และสรุปผล

1.5.8 จัดทำเล่มวิทยานิพนธ์

1.6 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

- 1.6.1 เครื่องคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล
- 1.6.2 โปรแกรมไมโครซอฟท์วิซวลเบสิก 6.0 (Microsoft Visual Basic 6.0)
- 1.6.3 โปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 (Solidworks 2004)
- 1.6.4 โปรแกรมไมโครซอฟท์แอคเซส 2003 (Microsoft Access 2003)

1.7 ประโยชน์ของการวิจัย

- 1.7.1 ได้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล ทำให้กระบวนการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมีความถูกต้องและรวดเร็วขึ้น
- 1.7.2 ได้ฐานข้อมูลเกี่ยวกับการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล ซึ่งสามารถนำไปวิจัยและพัฒนาต่อในอนาคต
- 1.7.3 เป็นแนวทางในการพัฒนาโปรแกรมเพื่องานออกแบบอื่นๆ

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในส่วนต่อไปนี้จะเป็นการกล่าวถึงทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ที่จำเป็นต้องใช้เป็นแนวทางสำหรับการวิจัยครั้งนี้ซึ่งมีเนื้อหาได้แก่ การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล (Mechanical Parts Design), คอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ (Computer-Aided Design : CAD), แบบจำลองเรขาคณิต (Geometric Modeling), ฟีทเจอร์เบส (Feature-based) และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กระบวนการออกแบบ

เครื่องจักรกลเป็นส่วนประกอบของชิ้นส่วนต่างๆ ที่ต่ออยู่ด้วยกัน การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลเกี่ยวข้องกับการออกแบบรูปร่าง พื้นฐานทางด้านการคำนวณและหลักการเลือกใช้วัสดุสำหรับทำชิ้นส่วนตามความเหมาะสม กับการใช้เครื่องจักรกลกับงานลักษณะต่างกัน ดังนั้นด้วยผลจากความคิดเห็นต่างๆ ทำให้เกิดการดัดแปลงปรับปรุงเครื่องจักรกลอยู่ตลอดเวลาจนกระทั่งพบวิธีที่ดีที่สุด

2.1.1 ปรัชญาของการออกแบบ ขึ้นอยู่กับลักษณะของอุตสาหกรรมหรือชนิดของเครื่องจักรกล การออกแบบในบางครั้งจะมีหลายแบบ ซึ่งขึ้นอยู่กับว่าผู้ออกแบบจะให้งานออกมาในรูปใด งานออกแบบบางชนิดผู้ออกแบบจะต้องค่อยๆ เปลี่ยนแปลงปรัชญาให้เหมาะสมกับธรรมชาติของงานนั้น เช่น เมื่อออกแบบเครื่องบินจะต้องทำด้วยความแม่นยำสูง ระวังทางด้านความดันแรงและน้ำหนัก ซึ่งเป็นการออกแบบที่เสียค่าใช้จ่ายสูง เมื่อเปรียบเทียบกับ การออกแบบถึงความดันขนาดใหญ่ ผู้ออกแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงความแม่นยำสูง เหมือนกับเครื่องบินหรือไม่ต้องคำนึงถึงน้ำหนัก เป็นต้น

2.1.2 พื้นฐานของผู้ออกแบบเครื่องกล ผู้ออกแบบเครื่องจักรกลที่ดีจะต้องมีพื้นฐานความรู้ดังต่อไปนี้เป็นอย่างดี

2.1.2.1 มีพื้นฐานความรู้ทางด้านความแข็งแรงของวัสดุเป็นอย่างดี

2.1.2.2 มีพื้นฐานความรู้เกี่ยวกับคุณสมบัติของวัสดุวิศวกรรมที่ใช้กับเครื่องจักรกลเป็น
อย่างดี

2.1.2.3 มีความรู้ทางด้านกรรมวิธีการผลิตต่างๆ

2.1.2.4 มีความรู้เป็นพิเศษเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมต่างๆ ที่จะมีผลต่อคุณสมบัติของ
วัสดุ

2.1.2.5 เตรียมพร้อมสำหรับการตัดสินใจอย่างฉลาดได้ว่า

- ก) ตรวจสอบเลือกใช้ชิ้นส่วนที่มีจำหน่ายอยู่แล้วหรือต้องการออกแบบใหม่
- ข) ควรใช้สูตรสำเร็จที่ได้จากประสบการณ์ในการออกแบบชิ้นส่วนหรือไม่
- ค) ควรทดสอบชิ้นงานก่อนการผลิตหรือไม่
- ง) ต้องออกแบบเป็นพิเศษเพื่อควบคุมการสันสะท้อน ระดับเสียง

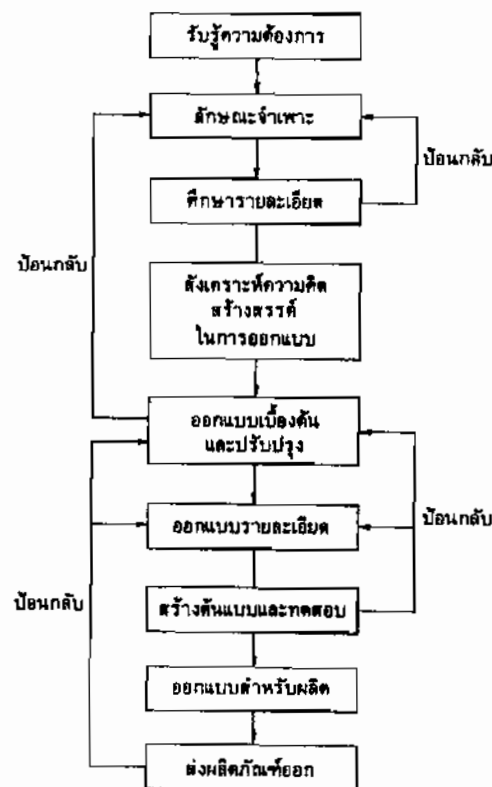
และอื่นๆ หรือไม่

2.1.2.6 มีความเข้าใจถึงความสวยงามบางประการ ซึ่งจะทำให้ผลิตผลดูใจและดึงดูดใจผู้ใช้

2.1.2.7 มีความรู้ทางด้านเศรษฐศาสตร์และการแข่งขันทางด้านราคา

2.1.2.8 มีสัญชาตญาณในการเป็นนักประดิษฐ์และสร้างสรรค์

2.1.3 ขั้นตอนของการออกแบบ ขั้นตอนของการออกแบบทั่วไปมีรายละเอียดดังต่อไปนี้ โดยสามารถแสดงได้ดังภาพที่ 2-1



ภาพที่ 2-1 ขั้นตอนการออกแบบทั่วไป

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญุ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

2.1.3.1 รับรู้ความต้องการ เริ่มต้นขึ้นจากการที่วิศวกรได้รับรู้ความต้องการและตัดสินใจที่จะทำอะไรบางอย่าง หรือได้รับข้อมูลจากลูกค้าที่เกี่ยวข้องกับผลิตภัณฑ์ในด้านการใช้งานและคุณภาพของผลิตภัณฑ์ทำให้เกิดความต้องการในการออกแบบอุปกรณ์ กระบวนการ และเครื่องจักรกลใหม่ๆ

2.1.3.2 ลักษณะจำเพาะ รวบรวมรายละเอียดของสิ่งที่ต้องการออกแบบให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ ประกอบไปด้วย คุณลักษณะ, ขนาด, ราคา, จำนวนที่ต้องการผลิต, อายุการใช้งาน, อุณหภูมิใช้งาน, ความเชื่อถือได้ พร้อมทั้งสิ่งที่เกิดขึ้นเนื่องมาจากการออกแบบ เช่น กรรมวิธีการผลิต และความชำนาญของช่าง เป็นต้น

2.1.3.3 ศึกษารายละเอียด ศึกษารายละเอียดเพื่อแยกแยะถึงสิ่งที่อาจก่อให้เกิดความเสียหายหรือความล้มเหลว ทั้งด้านเทคนิคและด้านเศรษฐศาสตร์ ผู้ที่ทำการศึกษารายละเอียดมักจะเป็นผู้รับผิดชอบโครงการทั้งหมด มีบ่อยครั้งที่ผลจากการศึกษารายละเอียดจะทำให้ลักษณะจำเพาะต้องเปลี่ยนไปเพื่อความสำเร็จของโครงการจึงทำให้มีวงป้อนกลับไปยังลักษณะจำเพาะดังภาพที่ 2-1

2.1.3.4 สังเคราะห์ความคิดสร้างสรรค์ในการออกแบบ การสังเคราะห์คือการวิเคราะห์และทำให้อ่านวยประโยชน์ที่สุด จะต้องสังเคราะห์ความคิดใหม่กับความคิดเก่าเพื่อทำให้เกิดความคิดใหม่ขึ้น แม้ว่าความคิดสร้างสรรค์เป็นสิ่งที่สอนกันไม่ได้ แต่ก็เชื่อได้ว่าการศึกษที่เหมาะสมทำให้นักศึกษามีกระบวนการคิดสร้างสรรค์กว้างขวางขึ้น

2.1.3.5 ออกแบบเบื้องต้นและปรับปรุง ในขั้นนี้จำเป็นจะต้องมีแบบแสดงเครื่องจักรกลหรือระบบที่มีความเกี่ยวข้องกัน เพื่อหาความสัมพันธ์ต่างๆ ของระบบทั้งหมดแบบควรมีขนาดสำคัญพร้อมประกอบ ด้านข้างอย่างสมบูรณ์ นอกจากนั้นยังต้องพิจารณาทางด้านคิเนมาติก (Kinematic) ของระบบด้วยเพื่อความมั่นใจว่าจะทำงานได้ โดยปกติแล้วในขั้นนี้จะได้ผล จึงต้องมีวงป้อนกลับไปยังลักษณะจำเพาะดังภาพที่ 2-1 เพื่อทำให้มีความสมบูรณ์ครบถ้วน

2.1.3.6 ออกแบบรายละเอียด การออกแบบรายละเอียดเกี่ยวข้องกับขนาดจริง และขนาดของส่วนประกอบอื่นๆ ทั้งหมดทั้งที่จะผลิตขึ้นเอง หรือผลิตภัณฑ์สำเร็จที่จะซื้อมาใช้ต้องมีแบบรายละเอียดของชิ้นส่วนทุกชิ้น โดยต้องกำหนดทั้งขนาดและพิถีพิถันความเผื่อไว้ให้ครบถ้วนวัสดุที่ใช้ กรรมวิธีทางความร้อน (ถ้ามี) จำนวนชิ้นส่วน ชื่อชิ้นส่วน และบางครั้งอาจจะต้องใช้แบบประกอบของชิ้นงานสำเร็จด้วย

2.1.3.7 สร้างต้นแบบและทดสอบ หลังจากที่มีรายละเอียดต่างๆ สมบูรณ์ จึงส่งแบบที่สมบูรณ์ทั้งหมดไปยังโรงงานเพื่อสร้างต้นแบบ เมื่อสร้างต้นแบบเสร็จเรียบร้อยแล้วเตรียมประเมินผลและทดสอบ ผลจากการทดสอบอาจทำให้ต้องเปลี่ยนแปลงหรือปรับการออกแบบหรือแบบรายละเอียดบางประการ ซึ่งแสดงไว้เป็นวงป้อนกลับดังภาพที่ 2-1 ทดสอบและประเมินผลใหม่ จนกระทั่งวิศวกรออกแบบพึงพอใจที่งานของเขามีสมรรถนะตามต้องการ

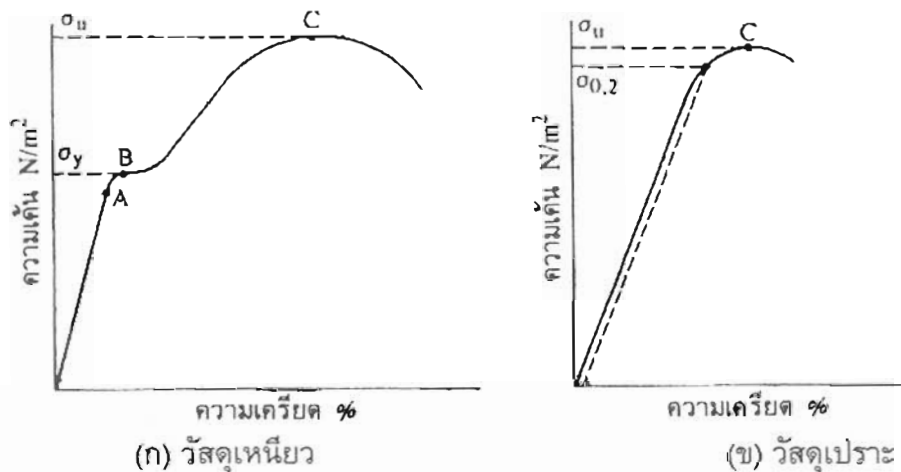
2.1.3.8 ออกแบบสำหรับผลิต ในขั้นนี้จะพิจารณาถึงการเปลี่ยนแปลงบางอย่างเพื่อความเหมาะสม (โดยมากจะพิจารณาจากหลักเศรษฐศาสตร์) ของวิธีการผลิตที่ดีที่สุด บางครั้งอาจรวมชิ้นงานหลายชิ้นเข้าเป็นชิ้นเดียวกัน หรือเปลี่ยนใช้ชิ้นส่วนที่มีในท้องตลาดแทน อาจเลือกใช้วัสดุที่มีคุณภาพใกล้เคียงกันแต่ราคาถูกกว่าก็ได้ เพื่อผลิตและส่งผลิตภัณฑ์ออกจำหน่าย

2.1.3.9 ส่งผลิตภัณฑ์ออก โดยปกติมักจะผลิตชิ้นงานต้นแบบแล้วทดสอบอีกครั้งหนึ่ง ถ้ามีปัญหาที่แก้ไขไม่ได้ก็จะส่งกลับไปยังแผนกออกแบบเบื้องต้นและปรับปรุง หรืออาจเสนอแนะข้อคิดเห็นไปได้ดังที่ได้แสดงโดยวงจรป้อนกลับในภาพที่ 2-1

2.2 สมบัติทางกลของวัสดุ

ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจะต้องคำนวณหาขนาดชิ้นส่วนต่างๆ โดยคำนึงถึงคุณสมบัติทางกลของวัสดุเป็นสำคัญ เพื่อความสะดวกในการอ้างอิง จึงได้นิยามความหมายของชื่อต่างๆ ไว้พอสังเขปดังต่อไปนี้

2.2.1 ความต้านทานแรงดึงอัลติเมต (Ultimate Tensile Strength), σ_u เป็นความเค้นสูงสุดที่วัสดุจะรับได้ ซึ่งคำนวณได้จากการนำแรงที่ใช้ดึงวัสดุตัวอย่างหารด้วยพื้นที่หน้าตัดเดิม และแทนด้วยจุด C บนกราฟความเค้น-ความเครียดในภาพที่ 2-2 ในบางครั้งอาจเรียกให้สั้นลงได้ว่าความต้านแรงดึง (Tensile Strength)



ภาพที่ 2-2 แผนภาพความเค้น-ความเครียด

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

2.2.2 ขีดจำกัดความเป็นสัดส่วน (Proportional Limit) เป็นค่าความเค้นค่าสุดท้ายที่เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเครียดดังจุด A ในภาพที่ 2-2 (ก) เมื่อพ้นจุดนี้ไปแล้วกราฟจะเป็น

เส้นโค้ง ในทางปฏิบัติจะหาจุดนี้ยากมาก ฉะนั้นในการคำนวณจึงนิยมใช้ความต้านแรงดึงคราก (Yield Strength) แทน

2.2.3 ขีดจำกัดความยืดหยุ่น (Elastic Limit) อยู่ระหว่างจุด A และ B ในภาพที่ 2-2 (ก) เป็นจุดสุดท้ายที่เมื่อเอาแรงภายนอกออกแล้วชิ้นตัวอย่างทดสอบจะกลับมามีขนาดเท่าเดิม กราฟในช่วง AB นี้ จะมีความโค้งเล็กน้อย

2.2.4 ความต้านแรงดึงคราก (Yield Strength), σ_y เป็นจุดที่ชิ้นทดสอบยืดออกได้มาก โดยที่เพิ่มแรงอีกเล็กน้อยเท่านั้น (หรือไม่ได้เพิ่ม) ซึ่งแทนด้วยจุด B หรือเรียกว่าจุดคราก ความเค้นที่จุดนี้ถือเป็นหลักในการออกแบบทั่วๆ ไป สำหรับวัสดุที่ไม่มีจุดคราก เช่น เหล็กหล่อ ก็อาจใช้ความต้านแรงดึงเป็นหลักในการออกแบบหรืออาจจะหาความเค้นที่เรียกว่า ความเค้นที่จุดยืดยาว (Proof Stress) มาใช้แทนความต้านแรงดึงคราก โดยการลากเส้นขนานกับส่วนที่เป็นเส้นตรงของกราฟตามเปอร์เซ็นต์ของความเครียดที่ต้องการดังภาพที่ 2-2 (ข) โดยทั่วไปแล้วมักจะใช้ 0.2% และเพื่อแสดงความแตกต่างระหว่างความเค้นที่จุดยืดยาวกับความต้านแรงดึงคราก จึงใช้สัญลักษณ์แทนความเค้นที่จุดยืดยาว 0.2% ว่า $\sigma_{0.2}$ หรืออาจเรียกสั้นๆ ว่า ความเค้นพิสูจน์ 0.2%

2.2.5 ยิงส์มอดุลัส (Young's Modulus) หรือมอดุลัสความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) เป็นอัตราส่วนระหว่างความเค้นต่อความเครียดในส่วนที่กราฟเป็นเส้นตรง

2.2.6 มอดุลัสเฉือน (Shear Modulus) หรือมอดุลัสความแข็งแกร่ง (Modulus of Rigidity) ในการทดสอบชิ้นส่วนโดยใช้แรงเฉือนแล้วเขียนกราฟระหว่างความเค้นเฉือน (Shear Stress) กับความเครียด (Shear Strain) ก็จะได้กราฟลักษณะเดียวกับการทดสอบแรงดึง อัตราส่วนระหว่างความเค้นเฉือนต่อความเครียดเฉือนในส่วนที่กราฟเป็นเส้นตรงเรียกว่า มอดุลัสเฉือน

2.2.7 ความต้านแรงเฉือนคราก (Yield Strength in Shear) ซึ่งใช้ในการออกแบบเสมอ แต่ไม่ได้ให้ไว้ในตารางที่กล่าวมาแล้ว แต่อย่างไรก็ตามให้ใช้ค่าประมาณจากตารางได้ดังนี้คือ

$$\pi_y = 0.6\sigma_y \quad (2-1)$$

2.2.8 ค่าความปลอดภัย โดยทั่วไปแล้วค่าความปลอดภัย หมายถึง ตัวเลขที่นำไปหารค่าความต้านแรงดึงหรือความต้านแรงดึงครากของวัสดุ เพื่อให้ได้ความเค้นใช้งาน (Working Stress) ในชิ้นส่วนที่กำลังออกแบบ ซึ่งเรียกสั้นๆ ว่า ความเค้นออกแบบ (Design Stress) หรือความเค้นใช้งาน

ในกรณีที่ได้มีการกำหนดขนาดของชิ้นงานมาแล้ว ค่าความปลอดภัยของชิ้นงานนั้นคือ

$$N_u = \frac{\text{ความต้านแรงดึง}}{\text{ความเค้นที่คำนวณ}} \quad (2-2)$$

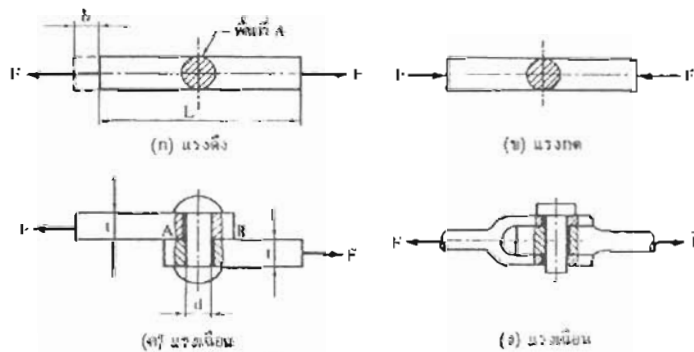
$$N_y = \frac{\text{ความต้านแรงดึงคราก}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2-3)$$

สำหรับปัญหาที่ไม่เป็นแบบเชิงเส้น (Nonlinear) เช่น ท่อโลหะ หรือเสาที่อาจจะเสียหายเนื่องมาจากการโก่งงอ จะต้องใช้ค่าความปลอดภัยกับแรงที่มากกระทำโดยตรงแทนที่จะใช้กับความเค้น ทั้งนี้เพราะในปัญหาแบบไม่ใช่เชิงเส้น ความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานอาจจะมีได้แปรผันโดยตรงกับแรง ในกรณีเช่นนี้

$$N = \frac{\text{แรงที่ทำให้แตกหัก}}{\text{แรงที่ใช้ออกแบบ}} \quad (2-4)$$

2.3 ทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลย่อย

2.3.1 ความเค้นอย่างง่าย นิยามของความเค้นคือ แรงหารด้วยพื้นที่หน้าตัดที่รับแรง ความเค้นอย่างง่าย (Simple Stress) มีอยู่ 3 ชนิด คือ ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน



ภาพที่ 2-3 แรงชนิดต่างๆ

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ฤณรงค์, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1, กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น 2537.

พิจารณาภาพที่ 2-3 (ก) และ (ข) ซึ่งเป็นท่อนโลหะกลมอยู่ภายใต้แรงดึง และแรงกด F ตามลำดับ ความเค้นดึงและความเค้นกดคือ

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \text{ และ } \sigma_c = \frac{F}{A} \quad (2-5)$$

ในกรณีที่แผ่นโลหะยึดติดกันด้วยหมุดย้ำ ดังภาพที่ 2-3 (ค) ตัวหมุดย้ำอาจจะขาดเนื่องจากแรงเฉือนกระทำที่หน้าตัด AB ถ้าพื้นที่หน้าตัดของหมุดย้ำเท่ากับ A ความเค้นเฉือนในหน้าตัดของหมุดย้ำคือ

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2-6)$$

ถ้าหน้าตัดของชิ้นงานที่รับแรงเฉือนมีมากกว่าหนึ่งแห่ง ดังเช่นในภาพที่ 2-3 (ง) ซึ่งมีสองแห่งพื้นที่หน้าตัดที่รับแรงคือ 2A ในกรณีเช่นนี้เรียกว่า หมุดย้ำรับแรงเฉือนคู่ (Double Shear) เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในหน้าตัดของหมุดย้ำนี้จะเท่ากับ

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (2-7)$$

พิจารณาหมุดย้ำในภาพที่ 2-3 (ค) จะเกิดการอัดกันระหว่างด้านข้างของตัวหมุดย้ำกับแผ่นโลหะด้วยความเค้นที่ผิวโลหะที่สัมผัสกันนี้ไม่สม่ำเสมอ ในทางปฏิบัติจึงหาความเค้นกดนี้โดยใช้พื้นที่ภาพฉาย (Projected Area) ของส่วนที่อัดกันอยู่ แทนการใช้พื้นที่จริงรอบหมุดย้ำ และมีชื่อเรียกว่าความเค้นอัด (Bearing Stress) ถ้าหมุดย้ำมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d ความเค้นอัดนี้คือ

$$\sigma_c = \frac{F}{dt} \quad (2-8)$$

2.3.2 ความเครียด (Strain) ϵ หมายถึง อัตราส่วนระหว่างส่วนที่ยืดหรือหดของชิ้นงานกับความยาวเดิมจากภาพที่ 2-3 (ก) ส่วนที่ยืดออกเนื่องจากแรงดึง F เท่ากับ σ เพราะฉะนั้นความเครียดนี้จะเท่ากับ

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} = \frac{\Delta L}{L} \quad (2-9)$$

จากกฎของฮุก

$$\epsilon = E\sigma \quad (2-10)$$

แต่ $\sigma = F/A$ ฉะนั้นเมื่อแทนค่า ϵ จากสมการที่ (2-9) ลงในสมการที่ (2-10) จะได้ว่า

$$\sigma = \frac{FL}{AE} \quad (2-11)$$

จากกลศาสตร์วัสดุยังทำให้ทราบความสัมพันธ์ระหว่างยังสัมมอดูลัสและมอดูลัสเฉือนอีกคือ

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2-12)$$

โดยที่ ν เป็นอัตราส่วนปัวซอง (Poisson's ratio)

2.3.3 การบิด (Tortion) ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีพื้นที่หน้าตัดกลมอยู่ภายใต้โมเมนต์บิด (Torque) จะบิดไปเป็นมุมเท่ากับ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2-13)$$

โดยที่ T คือโมเมนต์บิด

L คือความยาว

J คือโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่ (Polar Area Moment of Inertia)

$$= \frac{\pi}{32} d^4 \text{ สำหรับท่อนกลมตัน}$$

$$= \frac{\pi}{32} (d^4 + d_i^4) \text{ สำหรับท่อนกลมกลวง}$$

d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก

d_i คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดจะมีค่าสูงสุดที่ผิวนอกของท่อนกลมนี้ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (2-14)$$

โดยที่ r คือรัศมีนอกของท่อนกลม

ในการที่จะใช้สมการที่ (2-14) มักจะจำเป็นที่จะต้องหาค่าโมเมนต์บิดให้ได้เสียก่อน สำหรับเครื่องจักรกลที่ส่งกำลังมาตามเพลลา จะคำนวณหาค่าโมเมนต์บิดได้จาก

$$W_p = T\omega = 2\pi nT \quad (2-15)$$

โดยที่ W_p คือกำลังงานเป็น W

T คือโมเมนต์บิดเป็น Nm

ω คือความเร็วเชิงมุมเป็น rad/s

n คือความเร็วรอบเป็น rev/s

สำหรับในระบบหน่วยอังกฤษซึ่งยังมีใช้กันอยู่จะบอกกำลังงานเป็นแรงม้า และคำนวณโมเมนต์บิดได้จาก

$$hp = \frac{Tn}{63000} \quad (2-16)$$

โดยที่ T คือโมเมนต์บิดเป็น in-lb

n คือความเร็วรอบเป็น rev/min

2.3.4 คาน (Beam) ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากรับแรงในแนวตั้งลักษณะเช่นเดียวกับคานทั่วไป ฉะนั้นจึงใช้ความเค้นดัด (Bending Stress) และการยุบตัว (Deflection) เป็นข้อจำกัดในการออกแบบ ความเค้นดัดสูงสุดเกิดที่ผิวนอกสุดของคาน ณ ตำแหน่งที่โมเมนต์ดัด (Bending Moment) มีค่าสูงสุด ซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (2-17)$$

โดยที่ M คือโมเมนต์ดัด

C คือระยะจากแกนสะเทิน (Neutral Axis) ไปยังผิวนอกสุด ดังภาพที่ 2-4

I คือโมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่



ภาพที่ 2-4 คานและแกนสะเทิน

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ฤกษ์งาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

โดยทั่วไปแล้วความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในคานจะมีค่าน้อยมาก จนกระทั่งไม่ต้องนำมาคิดในการออกแบบได้ แต่ถ้าคานสั้นและมีหน้าตัดสูงมาก ความเค้นเฉือนก็อาจจะมีค่ามากได้ สำหรับคนที่มีความรู้พื้นฐานที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ความเค้นเฉือนสูงสุดจะเกิดที่แกนสะเทิน และมีค่า 1.5 เท่าของความเค้นเฉือนเฉลี่ยหรือเท่ากับ

$$\tau = \frac{3V}{2A} \quad (2-18)$$

สำหรับคานหน้าตัดกลม

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (2-19)$$

โดยที่ V คือแรงเฉือนสูงสุด
 A คือพื้นที่หน้าตัด

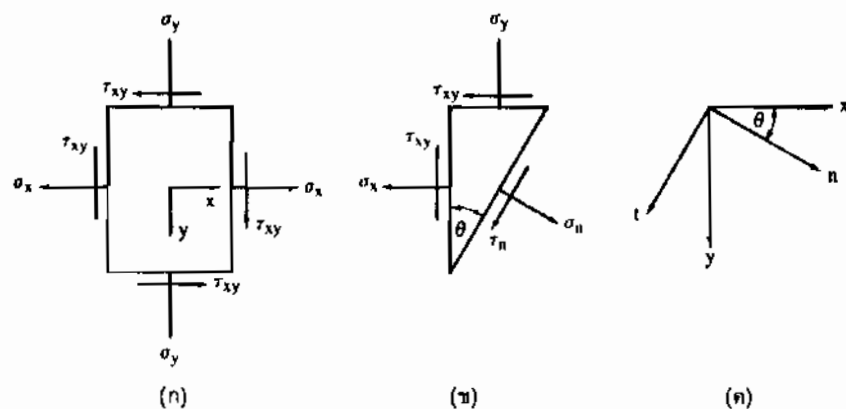
2.4 ความเค้นผสมและทฤษฎีความเสียหาย

2.4.1 ความเค้นผสมในระบบความเค้นสองมิติ ชิ้นงานโดยทั่วไปมี 3 มิติ และความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานก็เป็นแบบ 3 มิติด้วย เนื่องจากรูปร่างของชิ้นงานจะมีความยาวด้านหนึ่งน้อยกว่าอีกสองด้านมาก และความเค้นที่เกิดขึ้นในทิศทางหนึ่งก็มักจะมีขนาดน้อยกว่าในอีกสองทิศทางด้วย ฉะนั้นจึงสามารถสมมติให้ปัญหาทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เป็นระบบความเค้นแบบ 2 มิติได้ พิจารณาระบบความเค้นสองมิติบนวัสดุชิ้นเล็กๆ รูปสี่เหลี่ยม ดังภาพที่ 2-5 (ก) ถ้าตัดวัสดุชิ้นเล็กๆ นี้ด้วยระนาบเอียงทำมุม θ กับแกน y จะมีความเค้นดึง σ_n ดังฉากกับ

หน้าตัดและความเค้นเฉือน τ_n ขนานกับหน้าตัด ดังภาพที่ 2-5 (ข) ถ้าให้วัสดุชิ้นเล็กๆ นี้มีความหนาหนึ่งหน่วย รวมแรงในทิศทางของ σ_n และ τ_n ตามหลักกลศาสตร์ จะได้ว่า

$$\sigma_n = \sigma_x \cos^2 \theta + \sigma_y \sin^2 \theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \quad (2-20)$$

$$\tau_n = (\sigma_y - \sigma_x) \sin \theta \cos \theta + \tau_{xy} (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) \quad (2-21)$$



ภาพที่ 2-5 ระบบความเค้นสองมิติ

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาณู ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

เมื่อดิฟเฟอเรนเชียล (Differentiate) σ_n เทียบกับ θ แล้วให้ผลที่ได้เท่ากับศูนย์ เมื่อแก้สมการหาค่ามุม θ จะได้มุมซึ่งเป็นทิศทางของความเค้นหลัก (Principal Stress) มุม θ ที่ได้นี้จะมี 2 ค่า เรียกว่า ทิศทางหลัก (Principal Direction) สมการความเค้นหลักที่ได้จากการกระทำดังกล่าวแล้วคือ

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (2-22)$$

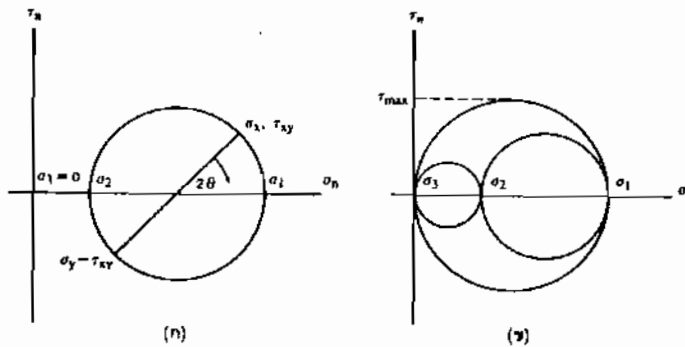
ในกรณีนี้ความเค้นหลักค่าที่สามคือ σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการที่ (2-20) และสมการที่ (2-21) สามารถจะเขียนให้อยู่ในรูปของมุมคู่คือ 2θ ได้ ซึ่งทำให้สร้างรูปหาค่าความเค้นที่มุม θ ต่างๆ กันได้ เรียกว่า วงกลมมอร์ (Mohr's Circle) ซึ่งมีวิธีสร้างดังนี้คือ

2.4.1.1 เขียนแกนความเค้นปกติ (ดึงหรือกด) ซึ่งมีวิธีสร้างดังนี้คือ

2.4.1.2 กำหนดจุด (σ_x, τ_{xy}) และ $(\sigma_y, -\tau_{xy})$ บนระนาบของ σ_n, τ_n

2.4.1.3 ลากเส้นระหว่างจุดในข้อที่ 2 ตัดแกน σ_n แล้วใช้จุดตัดนี้เป็นจุดศูนย์กลางสำหรับเขียนวงกลม ดังภาพที่ 2-6 (ก)

2.4.1.4 มุม 2θ บนวงกลมของมอร์ วัดตามทิศทางในภาพที่ 2-6 (ก) เทียบกับแกน σ_n ตรงกับมุม θ ที่วัดบนวัสดุชิ้นเล็กๆ ในภาพที่ 2-6 (ข) และจุดบนวงกลมนี้แทนค่าความเค้นในระนาบ xy



ภาพที่ 2-6 วงกลมมอร์

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ความเค้นหลักคือ จุดที่วงกลมตัดแกน σ_n ในที่นี้มี σ_1 และ σ_2 ส่วน σ_3 มีค่าเท่ากับศูนย์ รูปวงกลมของมอร์ที่สมบูรณ์จะเป็นดังภาพที่ 2-6 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุด τ_{max} ก็คือรัศมีของวงกลมวงใหญ่ที่สุด หรือ

$$\tau_{max} = \text{ค่าสูงสุดของ} \begin{cases} \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \right| \\ \left| \frac{\sigma_1}{2} \right| \\ \left| \frac{\sigma_2}{2} \right| \end{cases} \quad (2-23)$$

นั่นคือ

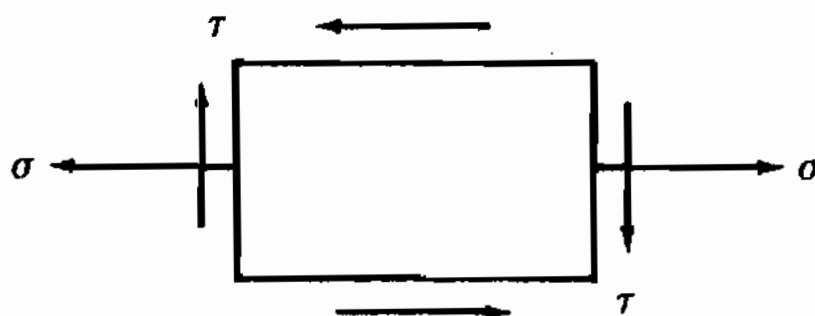
$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2-24)$$

ในกรณีของภาพที่ 2-6 และจากสมการที่ (2-22) ความเค้น σ_1 หรือ σ_2 อาจจะมีเครื่องหมายต่างกันได้ (เป็นความเค้นดึงและความเค้นกด) ถ้า σ_1 เป็นบวก และ σ_2 เป็นลบ ดังนั้น

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (2-25)$$

ถ้า σ_1 และ σ_2 เป็นบวกทั้งคู่ และ σ_1 มากกว่า σ_2

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_1}{2} \quad (2-26)$$



ภาพที่ 2-7 ความเค้นกรณีพิเศษ

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

อีกกรณีหนึ่งที่อาจพบมากในการออกแบบเครื่องจักรกล ซึ่งเป็นความเค้นกรณีพิเศษดังแสดงในภาพที่ 2-7 ซึ่งจะลดรูปสมการที่ (2-22) เหลือเพียง

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \quad (2-27)$$

จากสมการที่ (2-27) จะเห็นได้ว่า σ_1 และ σ_2 จะมีเครื่องหมายต่างกันอยู่เสมอ ดังนั้นในกรณีเช่นนี้ความเค้นเฉือนสูงสุดคือ

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \left(\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2 \right)^{1/2} \quad (2-28)$$

ความเค้นที่ได้กล่าวมาแล้วนี้เกิดจากการรวมความเค้นมากกว่าหนึ่งชนิดเข้าด้วยกัน ทั้งนี้เพื่อใช้เป็นหลักในการคำนวณออกแบบ ความเค้นชนิดนี้จึงมีชื่อเรียกว่า ความเค้นผสม

2.4.2 ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุที่เปราะ แต่สามารถรับแรงเฉือนได้ดี เช่น เหล็กหล่อ วัสดุดังกล่าวจะไม่มีจุดคราก ฉะนั้นจึงใช้ ความต้านแรงดึงเป็นหลัก แต่จะใช้กับวัสดุที่มีจุดครากก็ได้ ในที่นี้จะกล่าวถึงความต้านแรงดึงครากเพื่อที่จะเปรียบเทียบกับทฤษฎีอื่นๆ ได้ ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นหลักสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับ ความต้านแรงดึงครากของวัสดุนั้น

ความเค้นหลักสูงสุดในที่นี้หมายถึงค่าสัมบูรณ์สูงสุด (Maximum Absolute Value) ถ้าพิจารณาเฉพาะระบบความเค้นสองมิติ ($\sigma_3 = 0$) และให้ N เป็นค่าความปลอดภัย สมการที่แสดงถึงทฤษฎีนี้คือ

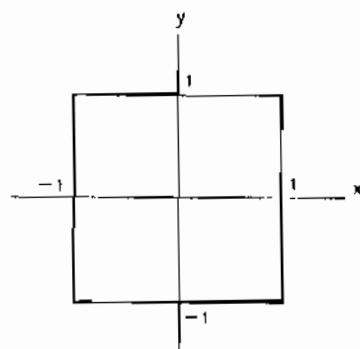
$$\sigma_1 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{ถ้า } |\sigma_1| > |\sigma_2| \quad (2-29)$$

$$\text{หรือ} \quad \sigma_2 = \pm \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{ถ้า } |\sigma_2| < |\sigma_1| \quad (2-30)$$

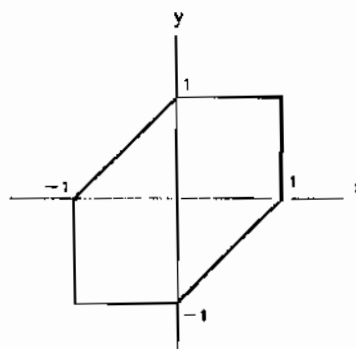
ให้ $x = \frac{N\sigma_1}{\sigma_y}$ และ $y = \frac{N\sigma_2}{\sigma_y}$ สมการที่ (2-29) และสมการที่ (2-30) จะเขียนได้เป็น

$$x = \pm 1 \quad , \quad y = \pm 1 \quad (2-31)$$

ซึ่งสมการนี้สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นผสมที่มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบเป็นรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส ดังภาพที่ 2-8 (ก)



(ก) ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด



(ข) ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ภาพที่ 2-8 ขอบเขตของความเค้นจากทฤษฎีความเสียหาย

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

2.4.3 ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดเหมาะสำหรับวัสดุเหนียว มีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเกณฑ์ของเทรสกา (Tresca's Criterion) เป็นทฤษฎีที่นิยมใช้กันมาก เพราะใช้ได้ง่ายและปลอดภัย ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนสูงสุดในวัสดุมีค่าเท่ากับความต้านแรงเฉือนสูงสุดของวัสดุชนิดเดียวกัน ที่ได้จากการทดสอบแรงดึงเมื่อมีจุดคราก

จากกลศาสตร์วัสดุพบว่า ความต้านแรงเฉือนสูงสุดเมื่อวัสดุได้รับแรงดึงจนถึงจุดครากมีค่าเท่ากับ $\sigma_y/2$ และเกิดบนระนาบเอียงทำมุม 45° กับแนวแรงดึงขึ้นทดสอบ ซึ่งตามทฤษฎีนี้จะเริ่มเกิดความเสียหายเมื่อ $\tau_{\max}$ ในสมการที่ (2-23) เท่ากับ $\sigma_y/2$ เพราะฉะนั้นสมการที่ต้องนำมาคิดในการออกแบบคือ

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N} \quad (2-32)$$

หรือ
$$\frac{\sigma_1}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N} \quad (2-33)$$

หรือ
$$\frac{\sigma_2}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2N} \quad (2-34)$$

ซึ่งจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$x - y = \pm 1, \quad x = \pm 1, \quad y = \pm 1 \quad (2-35)$$

โดยที่ x หรือ y มีความหมายเช่นเดียวกับในหัวข้อที่ 2.4.2

สมการที่ (2-35) สามารถสร้างรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบ ดังภาพที่ 2-8 (ข)

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากจะมีสถานะของความเค้นเป็นกรณีพิเศษดังภาพที่ 2-7 ในกรณีนี้ถ้ายอมให้ความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_y}{N} \quad (2-36)$$

แล้วแทนค่า ลงในสมการที่ (2-32) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

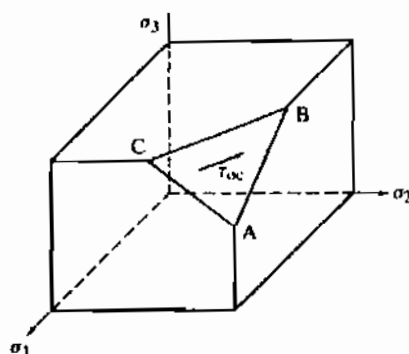
$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-37)$$

โดยที่ $\tau_y = \sigma_y/2$ ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

2.4.4 ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล (Octahedral Shear Stress Theory) ในทฤษฎีพลาสติกิกซิตี (Plasticity) มักจะเรียกชื่อทฤษฎีนี้ว่า ทฤษฎีของ Von Mises หรือ Huber-Hencky Criterion ทั้งนี้เพื่อเป็นเกียรติแก่บุคคลผู้คิดค้นทฤษฎีนี้ขึ้นมาใช้

ระนาบออกตะฮีดรัล (Octahedral Plane) หมายถึงระนาบที่เอียงทำมุมกับทิศทางความเค้นหลักทั้งสามเท่ากัน เช่น ระนาบ ABC ดังภาพที่ 2-9 ทิศทางโคไซน์ (Directional Cosine) ของระนาบนี้มีค่าเท่ากับ $1/\sqrt{3}$ และความเค้นเฉือนบนระนาบนี้เรียกว่าความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล τ_{oc} ทฤษฎีนี้กล่าวว่า

วัสดุจะเกิดความเสียหายเมื่อความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลในวัสดุ มีค่าเท่ากับความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลที่ได้จากการทดสอบแรงดึงชิ้นทดลองขณะถึงจุดคราก



ภาพที่ 2-9 ระนาบออกตะฮีดรัล

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเกชั่น. 2537.

ในกรณีที่ชิ้นส่วนอยู่ภายใต้ความเค้นสมบัติ ค่าความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัลคือ

$$\tau_{oc} = \frac{1}{3} \left((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right)^{1/2} \quad (2-38)$$

ในการทดสอบแรงดึง ความเค้นหลัก σ_2 และ σ_3 เท่ากับศูนย์ และเมื่อถึงจุดคราก ความเค้นหลัก ดังนั้นความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล จะหาได้จากสมการที่ (2-38) โดยให้ $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ และ $\sigma_1 = \sigma_y$ นั่นคือ

$$\tau_{oc} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_y = 0.471 \sigma_y \quad (2-39)$$

จากทฤษฎีความเสียหายหรือการคราก จะเริ่มเกิดขึ้นเมื่อ $\tau_{oc} = \tau$ นั่นคือเมื่อ

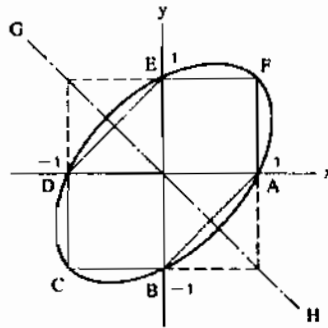
$$2\sigma_y^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \quad (2-40)$$

ในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลทั่วไปซึ่งพิจารณาความเค้นในสองมิติดังภาพที่ (2-5) ซึ่ง $\sigma_3 = 0$ และเมื่อใช้ค่าความปลอดภัย N สมการที่ (2-40) จะเหลือเพียง

$$\left(\frac{\sigma_y}{N}\right)^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (2-41)$$

$$\text{หรือ} \quad 1 = x^2 - xy + y^2 \quad (2-42)$$

ซึ่งเป็นสมการของรูปวงรี ที่มีความยาวครึ่งแกนยาวและครึ่งแกนสั้นเท่ากับ $\sqrt{2}$ และ $\sqrt{2/3}$ ตามลำดับ ดังนั้นรูปแสดงขอบเขตของความเค้นที่ยอมให้มีได้ในวัสดุสำหรับชิ้นงานที่ออกแบบจึงเป็นรูปวงรี



ภาพที่ 2-10 การเปรียบเทียบขอบเขตของความเค้น

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

การเปรียบเทียบขอบเขตความเค้นจากทฤษฎีความเสียหายทั้งสามทฤษฎี ดูได้จากภาพที่ 2-10 ซึ่งจะพบว่า ถ้าความเค้นภายในชิ้นงานที่รับแรงอยู่ ณ บริเวณจุด A B C D E หรือ F แล้วทฤษฎีทั้งสามจะให้ขนาดของชิ้นงานเท่ากัน แต่ทฤษฎีทั้งสามนี้จะแตกต่างกันมากที่สุดตามแนวแกน GH เนื่องจากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดล้อมรอบพื้นที่น้อยที่สุด ดังนั้นชิ้นส่วนที่คำนวณหาขนาดโดยให้ทฤษฎีนี้จะมีขนาดโตกว่าที่คำนวณโดยใช้อีกสองทฤษฎี (ยกเว้นที่จุดรวมกัน) ถ้าสถานะของความเค้นเป็นไปตามภาพที่ 2-7 เช่น กรณีของเพลาส่งกำลังเมื่อแทนค่าสมการที่ (2-27) ลงในสมการที่ (2-41) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\frac{\sigma_y}{N} = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2} \quad (2-43)$$

หรือ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sqrt{3}\tau}{\sigma_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-44)$$

ถ้าให้ $\tau_y = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = 0.577\sigma_y$ แล้ว อาจจัดรูปสมการที่ (2-44) ได้เหมือนกับสมการที่ (2-37) คือ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau}{\tau_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-45)$$

2.5 การออกแบบสำหรับการแตกหักเนื่องจากความล้า

ในหัวข้อที่ผ่านมาแล้วกล่าวถึงการออกแบบชิ้นส่วนโดยคิดให้แรงอยู่หนึ่ง ไม่ว่าแรงที่กระทำจะเป็นแบบแรงอยู่หนึ่งหรือไม่ก็ตาม โดยใช้ค่าความปลอดภัยต่างกันไปตามลักษณะของแรงที่มากระทำ จากการวิเคราะห์ความเค้นในชิ้นงานที่แตกหักเนื่องจากแรงที่กระทำซ้ำกัน โดยมีขนาดของแรงเปลี่ยนจากค่าต่ำสุดไปยังค่าสูงสุด จะพบว่าความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานดังกล่าวยังมีค่าต่ำกว่าความต้านแรงดึงครากของวัสดุที่ใช้ทำชิ้นงานนั้น การแตกหักอีกเนื่องมาจากแรงที่กระทำซ้ำหลาย ๆ วัฏจักร (Cycle) นี้เรียกว่า การแตกหักเนื่องจากความล้า (Fatigue) ตัวอย่างเช่น เมื่อตัดลวดกลับไปกลับมาจำนวนหลาย ๆ ครั้ง ถึงแม้ว่าความเค้นที่เกิดขึ้นภายในลวดจะยังต่ำกว่าความต้านแรงดึงที่ลวดจะรับได้ แต่ลวดก็จะขาดออกจากกันเมื่อตัดกลับไปกลับมาหลาย ๆ ครั้ง เป็นต้น

2.5.1 ความแตกหักเพราะความล้าเนื่องจากความเค้นผสม ชิ้นงานจำนวนมากอาจอยู่ภายใต้แรงกระทำหลายชนิด เช่น แรงดึง แรงคด และแรงบิด แรงบางส่วนหรือทั้งหมดที่กระทำต่อชิ้นงานอาจจะเปลี่ยนค่าจากค่าหนึ่งไปเป็นอีกค่าหนึ่งตลอดเวลา ดังนั้นการแตกหักที่เกิดขึ้นจึงเป็นผลงานมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ จากการที่มีความเค้นหลายชนิดในชิ้นงานจึงต้องรวมความเค้นเหล่านี้ แล้วใช้ทฤษฎีความเสียหายมาเป็นรากฐานในการคำนวณหาขนาดของชิ้นงานดังสมการ

$$\sigma_{\infty} = \frac{\sigma_n \sigma_m}{\sigma_y} + K_f \sigma_a \quad (2-46)$$

$$\tau_{eq} = \frac{\tau_n \tau_m}{\tau_y} + K_{ts} \tau_a \quad (2-47)$$

โดยที่ $\sigma_{eq} = \sigma_n / N$ และ $\tau_{eq} = \tau_n / N$ เรียกว่าความเค้นสมมูล (Equivalent Stress) และเป็นค่าที่อาจจะใช้บอกถึงความปลอดภัยจากความล้าของชิ้นงานได้

จากทฤษฎีความเสียหายในหัวข้อที่ 2.4 สมการที่ (2-45) ซึ่งเป็นทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดและความเค้นเฉือนออกต๊ะอีตรัล ในการใช้สมการสำหรับความล้าให้แทนค่าในสมการดังกล่าวดังนี้

τ	แทนด้วย	τ_{eq}	σ	แทนด้วย	σ_{eq}
τ_y	แทนด้วย	τ_n	σ_y	แทนด้วย	σ_n

ดังนั้นสมการในการคำนวณคือ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-48)$$

โดยที่ σ_{eq} และ τ_{eq} หาค่าได้จากสมการที่ (2-46) และสมการที่ (2-47)

โดยทั่วไปแล้วมักจะใช้ค่าโดยประมาณของ τ_n/τ_y เท่ากับ σ_n/σ_y ฉะนั้นถ้าเป็นทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดแล้ว

$$\tau_y = 0.5\sigma_y \text{ และ } \tau_n = 0.5\sigma_n \quad (2-49)$$

ส่วนทฤษฎีความเค้นเฉือนออกต๊ะอีตรัล

$$\tau_y = 0.577\sigma_y \text{ และ } \tau_n = 0.577\sigma_n \quad (2-50)$$

แต่ถ้าใช้ค่า $\tau_y = 0.6\sigma_y$ และ $\tau_n = 0.6\sigma_n$ ด้วย ก็จะเป็นการใช้ตามคำแนะนำในการใช้ตารางที่ได้กล่าวไว้แล้วในหัวข้อที่ 2.2 โดยมีได้ยึดถือทฤษฎีความเสียหายใดๆ โดยเฉพาะ อย่างไรก็ตามค่าทั้งสามชุดนี้ก็จะให้ขนาดของชิ้นงานที่ใกล้เคียงกันมาก

ในการใช้ทฤษฎีความเสียหายกับความล้าที่เกิดจากความเค้นผสมนี้ ค่าความเค้น σ_m , τ_m , σ_a และ τ_a อาจจะมาจากรวมหลายชนิด เช่น

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A} + \frac{M_m c}{I} \quad (2-51)$$

หรือแรงบางแรงอาจจะเป็นแบบอยู่นิ่งก็ได้ นอกจากนี้ยังต้องพิจารณาอีกด้วยว่าลักษณะการเปลี่ยนแปลงของแรงต่างๆ จะทำให้เกิดความเค้นที่เสริมกันหรือไม่ ถ้าความเค้นเสริมกันจึงจะสามารถนำมารวมกันโดยตรงได้ ซึ่งก็จะต้องอาศัยการพิจารณาถึงปัญหาจริงอย่างถ่องแท้

2.6 ระบบมาตรฐาน

2.6.1 หลักการจัดตั้งมาตรฐานการออกแบบ เพื่อให้การออกแบบมีความสอดคล้องเป็นหนึ่งเดียวกัน จึงได้มีการจัดตั้งองค์การมาตรฐานระดับชาติและนานาชาติขึ้น เพื่อกำหนดมาตรฐานการออกแบบขึ้น โดยมีหลักการดังต่อไปนี้

2.6.1.1 เป็นการใช้ประโยชน์จากประสบการณ์ของผู้ออกแบบที่ผ่านมาโดยจัดกลุ่มชิ้นส่วนที่ได้รับการพิสูจน์แล้วว่าใช้งานได้จริงตามหลักการออกแบบเป็นชิ้นส่วนมาตรฐาน

2.6.1.2 เพื่อความสามารถในการสับเปลี่ยนชิ้นส่วน โดยสามารถสับเปลี่ยนชิ้นส่วนที่เสื่อมสภาพที่มีมาตรฐานเดียวกันหรือเทียบเท่ากันได้ทันที

2.6.1.3 เพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน

2.6.2 องค์การมาตรฐาน ต่อไปเป็นการแนะนำองค์การมาตรฐานระดับชาติและนานาชาติบางแห่งดังต่อไปนี้

2.6.2.1 สถาบันมาตรฐานแห่งชาติของสหรัฐอเมริกา หรือ แอนซี (American National Standard Institute : ANSI) คือองค์กรในสหรัฐอเมริกา มีหน้าที่กำหนดมาตรฐานของผลิตภัณฑ์ ก่อตั้งเมื่อวันที่ 19 ตุลาคม พ.ศ. 2461 (ค.ศ. 1918) โดยใช้ชื่อว่า American Engineering Standards Committee และได้มีการปรับปรุงในปี พ.ศ. 2461 (ค.ศ. 1928) โดยเปลี่ยนชื่อเป็น American Standards Association ในปี พ.ศ. 2489 (ค.ศ. 1946) ได้มีการจัดตั้งองค์กรนานาชาติขึ้นมาโดยมีประเทศ 25 ประเทศเข้าร่วม และสุดท้ายในปี พ.ศ. 2512 (ค.ศ. 1969) ได้เปลี่ยนชื่อมาเป็น American National Standard Institute หรือ ANSI ในปัจจุบัน ANSI เป็นองค์กรสำคัญ ที่ให้การสนับสนุนการพัฒนามาตรฐานทางเทคโนโลยีของสหรัฐ ANSI ทำงานร่วมกับกลุ่มอุตสาหกรรมและเป็นสมาชิกของ International Organization for Standardization (ISO) มาตรฐานคอมพิวเตอร์ที่กำหนดมานานแล้วจาก ANSI ได้แก่ American Standard Code for Information Interchange (ASCII) และ Small Computer System Interface (SCSI)

2.6.2.2 สมาคมทดสอบและวัสดุของสหรัฐอเมริกา (American Society for Testing and Materials : ASTM) นับได้ว่าเป็นสมาคมวิชาชีพทางด้านวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีที่กำหนดและจัดทำมาตรฐานซึ่งเป็นที่นิยมใช้และเป็นที่ยอมรับทั่วโลก สมาคม ASTM จัดตั้งขึ้นในสหรัฐอเมริกาเมื่อปี ค.ศ. 1989 ทำหน้าที่ส่งเสริมสนับสนุนทางด้านวิชาการ เพื่อเป็นการช่วยเหลืออุตสาหกรรม, หน่วยงานของรัฐ และสาธารณชนทั่วไป โดยการพัฒนามาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับลักษณะและการทำงาน ของวัสดุ, ผลิตภัณฑ์, การบริการ และระบบการใช้งาน ASTM ถือได้ว่าเป็นสมาคมที่ใหญ่ที่สุดในโลกในด้านของระบบการพัฒนามาตรฐานที่ใช้โดยความสมัครใจ มาตรฐาน ASTM จัดขึ้นโดยมติของกรรมการวิชาการเฉพาะสาขาวิชาต่างๆถึง 132 คณะ และมีการจัดพิมพ์มาตรฐานมากกว่า 9,800 เรื่องในแต่ละปี โดยมีสมาชิกที่ทรงคุณวุฒิทางวิชาการถึง 35,000 คน ประกอบด้วยตัวแทนกลุ่มผู้ผลิต, ผู้บริโภค และผู้สนใจทั่วไป รวมทั้งองค์กรที่เกี่ยวข้องต่างๆทั้งภาครัฐและภาคเอกชน ทำให้เชื่อได้ว่ามาตรฐาน ASTM นี้ครอบคลุมวิชาการต่างๆมากมาย และมีความละเอียดลึกซึ้ง นอกจากนี้มาตรฐาน ASTM ยังได้รับการพิจารณาทบทวนปรับปรุงและแก้ไขเพิ่มเติมอยู่ตลอดเวลาทำให้ทันสมัยอยู่เสมอ

2.6.2.3 มาตรฐานอุตสาหกรรมญี่ปุ่น (Japanese Industrial Standards : JIS) คือมาตรฐานประเทศญี่ปุ่นที่กำหนดขึ้นตามกฎหมายมาตรฐานอุตสาหกรรม มาตรฐาน JIS นี้กำหนดขึ้นเพื่อกำหนดมาตรฐานคุณภาพและให้เครื่องหมาย JIS แก่สินค้าอุตสาหกรรมที่มีคุณภาพตามมาตรฐานที่กำหนดไว้ ทั้งนี้มาตรฐาน JIS ได้มีการกำหนดขึ้นอย่างเหมาะสมกับการพัฒนาการจำหน่ายสินค้าอุตสาหกรรม ยกเว้นสินค้าประเภทอาหารและสินค้าที่เกี่ยวข้องกับการเกษตรและป่าไม้

2.6.2.4 องค์กรสากลว่าด้วยการมาตรฐานระหว่างประเทศ (The International Organization for Standardization : ISO) ISO ไม่ใช่องค์กรของรัฐ ก่อตั้งเมื่อ 14 ตุลาคม พ.ศ.2490 (1947) โดยมีภารกิจในการสนับสนุนและพัฒนามาตรฐานและกิจกรรมที่เกี่ยวข้องเพื่อสนองต่อการค้าขาย, แลกเปลี่ยนสินค้าและบริการของนานาชาติทั่วโลก รวมทั้งการพัฒนาความร่วมมือกันในด้านวิทยาศาสตร์, เทคโนโลยี, เศรษฐศาสตร์ และภูมิปัญญาของมนุษยชาติ ผลงานที่เห็นเป็นรูปธรรม ได้แก่ การกำหนดมาตรฐานต่างๆที่เรียกว่ามาตรฐานสากล

หากผู้อ่านมีความสนใจรายละเอียดมาตรฐานต่างๆสามารถดูรายชื่อองค์กรมาตรฐานระดับชาติและนานาชาติที่สำคัญ รวมทั้งเว็บไซต์ ได้ในตารางที่ 2-1

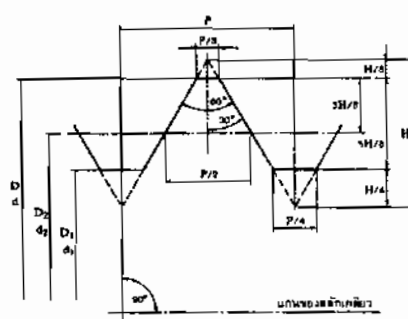
ตารางที่ 2-1 รายชื่อองค์การมาตรฐานระดับชาติและนานาชาติที่สำคัญ

มาตรฐาน	ชื่อองค์การมาตรฐาน	เว็บไซต์
ANSI	American National Standards Institute	www.ansi.org
ASME	American Society Of Mechanical Engineers	www.asme.org
ASTM	American Society for Testing and Materials	www.astm.org
BSI	British Standards Institution	www.bis-global.com
DIN	Deutsches Institut für Normung	www.din.de
ISO	International Organization for Standardization	www.iso.org
JIS	Japanese Industrial Standard	www.jsa.or.jp
TISI	Thai Industrial Standards Institute	www.tisi.go.th

2.7 การออกแบบสลักเกลียว

สลักเกลียว (Thread Fastener) นิยมใช้กับชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่ต้องการความสะดวกรวดเร็วในการถอดประกอบโดยที่ชิ้นส่วนต้องไม่เกิดการเสียหาย ได้แก่ งานประเภทจับยึด, ปรับแต่ง, ตรวจสอบ, ซ่อมแซม, เปลี่ยนชิ้นส่วน, ผลิตหรือประกอบ เป็นต้น การยึดด้วยสลักเกลียวมีความเชื่อถือได้มากในการใช้งาน และใช้ได้กับงานชนิดต่างๆ นอกจากนั้นยังมีราคาถูก หามาใช้ได้ง่าย เนื่องจากมีขนาดเป็นมาตรฐานและมีกระบวนการผลิตที่มีประสิทธิภาพสูง แต่สลักเกลียวมีข้อเสียอยู่อย่างหนึ่งคือ จะมีความเค้นหนาแน่นมากที่บริเวณยอดเกลียวและโคนเกลียว ซึ่งเป็นจุดอ่อนเมื่อใช้งานภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

2.7.1 แบบของเกลียว องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) ได้กำหนดมาตรฐานของสลักเกลียวเป็นหน่วยระหว่างประเทศขึ้น ลักษณะเกลียวสำหรับใช้งานทั่วไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R 68-1969 (E) โดยมีแบบรากฐานของเกลียวดังภาพที่ 2-11



ภาพที่ 2-11 แบบรากฐานของเกลียว

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (D, d) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตที่สุดของเกลียว การบอกขนาดเกลียวมักจะบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นขนาดระบุ (Normal Size) ของเกลียว สัญลักษณ์ที่ใช้อักษรตัวพิมพ์ใหญ่หมายถึงขนาดของเกลียวใน อักษรตัวพิมพ์เล็กหมายถึงขนาดของเกลียวนอก

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเกลียว (D_2, d_2) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่อยู่กึ่งกลางระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กับเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียว

เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย (D_1, d_1) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุดของเกลียว หรืออาจเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกลียว

ระยะพิตช์ (Pitch : P) เป็นระยะที่วัดตามแนวแกนของเกลียวจากจุดจุดหนึ่งบนเกลียวหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งที่สมนัยกันบนอีกเกลียวหนึ่ง

ความสูงของสามเหลี่ยมมาตรฐาน (H) เป็นระยะที่วัดตั้งฉากกับแกนของเกลียวจากโคนเกลียวถึงยอดเกลียว ความสัมพันธ์ระหว่างความสูงของสามเหลี่ยมมาตรฐานกับระยะพิตช์คือ

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} P = 0.866025404 P \quad (2-52)$$

$$\frac{5}{8} H = 0.541265877 P \quad (2-53)$$

$$\frac{3}{8} H = 0.324759526 P \quad (2-54)$$

$$\frac{H}{4} = 0.324759526 P \quad (2-55)$$

$$\frac{H}{8} = 0.324759526 P \quad (2-56)$$

ค่าต่างๆ เหล่านี้เป็นสิ่งสำคัญพื้นฐานในการกำหนดขนาดและสัดส่วนของเกลียว

2.7.2 การให้ชื่อ การบอกขนาดเกลียวตามแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ บอกโดยใช้อักษรย่อแทนชนิดของเกลียว ตามด้วยขนาดระบุเป็น mm ตามด้วยระยะพิตช์เป็น mm โดยมีเครื่องหมาย $\times$ คั่นอยู่ ในกรณีที่เป็เกลียวแบบธรรมดาไม่ต้องแสดงระยะพิตช์ ตัวอย่างเช่น

เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวธรรมดา ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 16 mm (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่) เรียกว่า M16

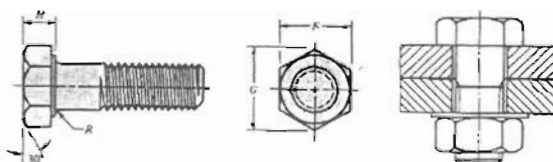
เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวละเอียด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 20 mm ระยะพิตช์ 2 mm เรียกว่า M20x2

นอกจากนี้ยังมีการบอกลักษณะเกลียวที่เป็นพิเศษอีก เช่น ถ้าเป็นเกลียวซ้ายจะบอกเป็น M30-LH (LH = Left Hand เป็นชื่อย่อมาตรฐานของเกลียวซ้าย)

องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศได้กำหนดมาตรฐานของเกลียวที่ใช้กันทั่วไปตามมาตรฐาน ISO/R 261-1969 (E) ดังตารางที่ ก-1 และตารางที่ ก-2

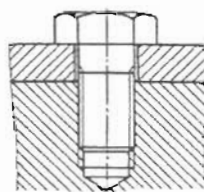
2.7.3 ชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียว การแบ่งชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียวแบ่งตามวิธีการที่ใช้จับยึด มิใช่แบ่งตามลักษณะจำเพาะที่ใช้กัน และอาจจำแนกได้ดังนี้

2.7.3.1 สลักเกลียวและแป้นเกลียว (Bolt and Nut) สลักเกลียวและแป้นเกลียว สลักเกลียวเป็นแท่งทรงกระบอก ปลายข้างหนึ่งมีเกลียว และอีกข้างหนึ่งมีหัวสี่เหลี่ยมหรือหกเหลี่ยม หัวนี้มีไว้สำหรับจับเพื่อหมุนสลักเกลียวหรือยึดสลักเกลียวไว้เพื่อหมุนแป้นเกลียวให้ยึดชิ้นงาน ดังภาพที่ 2-12 การยึดด้วยสลักเกลียวและแป้นเกลียวนี้ใช้กันบริเวณที่สามารถหมุนหัวของสลักเกลียวและแป้นเกลียวได้สะดวก เช่น รอยต่อด้วยหน้าแปลน นิยมใช้ยึดด้วยสลักเกลียว เพราะเมื่อขันแน่นแล้วลำตัวของสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงดึงเพียงอย่างเดียวเท่านั้น นอกจากนี้ยังสามารถเปลี่ยนใหม่ได้ง่ายถ้าสลักเกลียวขาดหรือเกลียวขาด



ภาพที่ 2-12 สลักเกลียวและแป้นเกลียว

2.7.3.2 หมุดเกลียว (Cap Screw) หมุดเกลียว แตกต่างไปจากสลักเกลียวคือใช้ขันเข้าไปในชิ้นงานชิ้นหนึ่งที่ต้องการยึดโดยมิต้องใช้แป้นเกลียว ดังภาพที่ 2-13 ใช้กับงานที่ไม่อาจใช้สลักเกลียวได้ เนื่องจากมีเนื้อที่ไม่พอ หรือใช้กันรอยต่อที่ไม่มีการถอดบ่อยนักเพราะจะทำให้เกลียวตัวเมียบนชิ้นงานเสียหายได้ การยึดที่แน่นอนโดยใช้หมุดเกลียวจะต้องขันเกลียวเข้าไปในชิ้นงานไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่งของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของหมุดเกลียวเมื่อชิ้นงานเป็นเหล็กกล้า แต่ถ้าชิ้นงานเป็นเหล็กหล่อก็ใช้เป็นสองเท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของหมุดเกลียว



ภาพที่ 2-13 หมุดเกลียว

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเกชั่น. 2537.

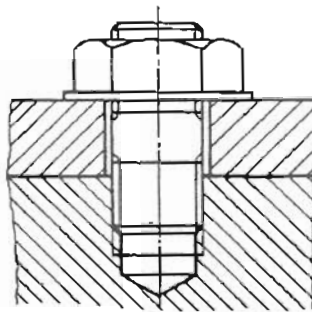
2.7.3.3 สลักเกลียวสตั๊ด (Stud Bolt) สลักเกลียวสตั๊ดมักเรียวย่อๆว่าสตั๊ด เป็นแท่งทรงกระบอก มีเกลียวที่ปลายทั้งสองข้าง การยึดด้วยสตั๊ดทำได้โดยขันสตั๊ดเข้าไปในชิ้นงานชิ้นหนึ่งซึ่งมีเกลียวขันที่ปลายอีกข้างหนึ่ง ดังภาพที่ 2-14 การยึดด้วยสตั๊ดใช้แทนการยึดด้วยสลักเกลียวในงานที่มีลักษณะดังต่อไปนี้

ก) เมื่อไม่สามารถถอดสลักเกลียวผ่านชิ้นงานได้ เนื่องจากชิ้นงานหนามากหรือสลักเกลียวจะทะลุผ่านชิ้นงานอื่นที่ไม่ต้องการ

ข) เมื่อรอยต่อนั้นต้องมีการถอดบ่อยๆและถ้าหมุนเกลียวเข้าออกผ่านชิ้นงานที่ทำด้วยเหล็กหล่อหรือโลหะเบาผสม จะทำให้เกลียวเสียหาย

ค) ต้องการรอยต่อหลายจุด เมื่อใช้สตั๊ดจะทำให้ง่ายต่อการประกอบให้ตรงศูนย์ เช่น การยึดฝาสูบ เป็นต้น

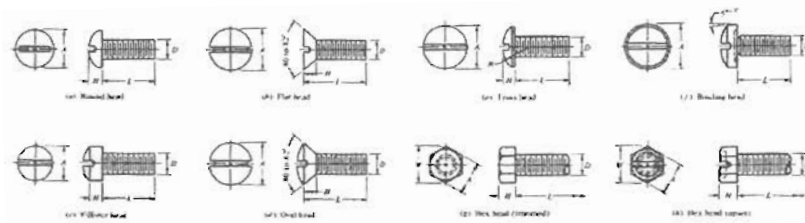
โดยปกติถ้าขันสตั๊ดเข้าไปในเหล็กกล้า มักขันให้ลึกไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียว แต่ถ้าเป็นเหล็กหล่อก็ให้ใช้ไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่ง ทั้งนี้เพื่อป้องกันเกลียวขาด และทำให้มีความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสเพียงพอขณะหมุนแป้นเกลียวสตั๊ด เหมาะสำหรับใช้ยึดฝาสูบของเครื่องยนต์ให้ติดกับเสื้อสูบของเครื่องยนต์



ภาพที่ 2-14 สลักเกลียวสตั๊ด

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ทัศนงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

2.7.3.4 หมุดเกลียวจักรกล (Machine Screw) เป็นหมุดเกลียวขนาดเล็กมีรูปร่างต่าง ๆ กัน ส่วนมากที่หัวมักจะมีร่องเพื่อไขควงขันได้ โดยทั่วไปจะใช้กับงานประกอบชิ้นงานขนาดเล็ก หมุดเกลียวจักรกลลักษณะต่างๆ ดูได้จากภาพที่ 2-15

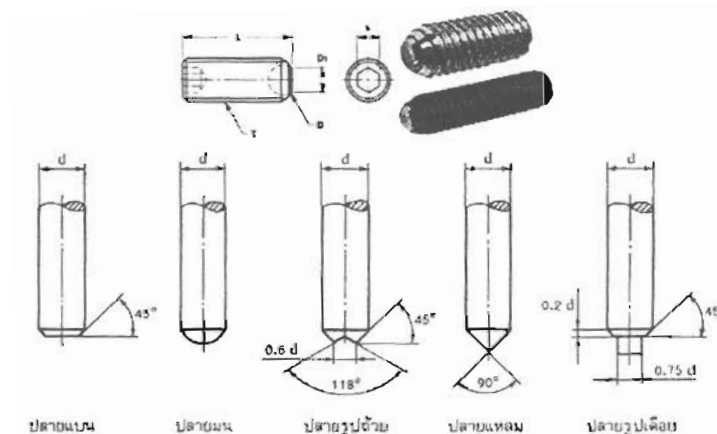


ภาพที่ 2-15 หมุดเกลียวจักรกล

ที่มา : Joseph Edward Shigley and Charles R. Mischke. Mechanical engineering design.
5th ed. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.

2.7.3.4 หมุดเกลียวปรับ (Set Screw) เป็นหมุดเกลียวชนิดกึ่งยึด ใช้ป้องกันการเกิดการเคลื่อนที่สัมผัสระหว่างผิวเลื่อนสองผิวที่อยู่ติดกันโดยใช้ผลจากความเสียดทาน เช่น ยึดปลอกเฟลาให้ติดกับเฟลา ยึดดุมล้อสายพานให้ติดกับเฟลา เป็นต้น หมุดเกลียวปรับมีหัวและปลายต่างๆกัน ดังภาพที่ 2-16 ปลายของหมุดเกลียวปรับจะต้องทำให้แข็ง เพื่อป้องกันการสึกหรอและมักใช้กับการส่งแรงน้อยๆ ขนาดของหมุดเกลียวปรับ d ที่เหมาะสมกับเฟลาขนาด D หาได้จากสมการที่ได้จากประสบการณ์ของผู้ที่ชำนาญการออกแบบคือ

$$d = 0.125D + 8 \text{ mm} \quad (2-57)$$



ภาพที่ 2-16 หมุดเกลียวปรับ

2.7.4 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว กระบวนการอุตสาหกรรม โดยสำนักงานผลิตภัณฑ์มาตรฐานอุตสาหกรรมได้กำหนดมาตรฐานคุณสมบัติของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด ใน มอก. 171-2519 ตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R898/1-1968(E) ซึ่งทำจากเหล็กกล้า

คาร์บอนหรือเหล็กกล้าผสมโลหะอื่น โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวจะต้องไม่โตกว่า 39 mm

การให้ชื่อของสลักเกลียว, หมุดเกลียว และสตั๊ดบอกโดยใช้ตัวเลขสองตัวซึ่งมีความหมายดังนี้

เลขตัวแรกบอกค่า 1/100 ของค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด มีหน่วยเป็น N/mm^2

เลขตัวที่สองบอกค่าประมาณ 1/10 ของอัตราส่วนที่คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ ระหว่างค่าความต้านแรงดึงครากต่ำสุดกับค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด

ค่าความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ อาจหาได้จากผลคูณของเลขตัวแรกกับตัวที่สอง แล้วคูณด้วยสิบ เช่น

สลักเกลียวมีชั้นคุณสมบัติ 4.6 มีความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ

$$4 \times 100 = 400 \text{ N/mm}^2$$

อัตราส่วนระหว่างความต้านแรงดึงครากต่ำสุดกับค่าความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ

$$6 \times 10 = 60\%$$

มีความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ

$$4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ N/mm}^2$$

คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ดชั้นคุณสมบัติ (Property Class) ต่างๆได้จากรายที่ ก-3

การระบุคุณสมบัติทางกลของแป้นเกลียวทำโดยใช้ตัวเลขหนึ่งตัว ซึ่งความหมายของเลขตัวนี้จะบอกค่า 1/100 ของความเค้นพิสูจน์ (Proof Load Stress) เป็น N/mm^2

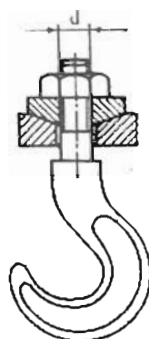
ตัวอย่างเช่น แป้นเกลียวชั้นคุณสมบัติ 4 มีค่าความเค้นพิสูจน์เท่ากับ $4 \times 100 = 400 \text{ N/mm}^2$ ค่าความเค้นพิสูจน์จะสอดคล้องกับค่าความต้านแรงดึงของสลักเกลียวและสตั๊ด ที่ใช้ประกอบกับแป้นเกลียว ดังตารางที่ ก-4

การแสดงคุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว สตั๊ด และแป้นเกลียว จะแสดงไว้ที่หัวข้อของสลักเกลียว, หมุดเกลียว, สตั๊ด และที่ตัวของแป้นเกลียว โดยบอกตัวเลขตามชั้นคุณสมบัติดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

2.7.5 ความเค้นที่รอยต่อด้วยเกลียว รอยต่อด้วยเกลียวจะเกิดการเสียหายได้หลายประการ เช่น สลักเกลียวขาดด้วยแรงเฉือน เกลียวขาด เป็นต้น แต่การเสียหายส่วนมากเกิดขึ้นจากตัวของสลักเกลียวขาด ซึ่งมักจะขาดใกล้บริเวณหัว ด้วยเหตุนี้เองการคำนวณออกแบบส่วนใหญ่จึงเป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว

รอยต่อด้วยสลักเกลียวอาจแบ่งตามภาวะการประกอบและการรับแรง ออกเป็น 5 ประเภท ใหญ่ๆ ดังนี้คือ

2.7.5.1 ไม่มีความเครียดหรือไม่มีแรงดึงก่อนใช้งาน ในทางปฏิบัติสำหรับงานด้านวิศวกรรมเครื่องกลแล้วมักไม่นิยมใช้รอยต่อชนิดนี้ แต่ก็มีชิ้นงานบางอย่างที่ใช้รอยต่อในลักษณะนี้ เช่น เกลียวที่ปลายขอเกี่ยวของเครื่องยก ดังภาพที่ 2-17 เป็นตัวอย่างของรอยต่อที่ไม่มีแรงดึงในสลักเกลียวก่อนใช้งาน แป้นเกลียวหมุนสวมเข้ากับสลักเกลียวอย่างอิสระ แล้วยึดไว้ด้วยสลักเพื่อป้องกันมิให้เกลียวคลายออก เมื่อมีแรงจากภายนอกมากกระทำในแนวแกนจะทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงดึง การคำนวณในกรณีนี้ก็เพียงแต่หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนที่เป็นเกลียวก็เพียงพอแล้ว



ภาพที่ 2-17 เกลียวที่ปลายขอเกี่ยวของเครื่องยก

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ในการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียวชนิดนี้จะใช้ข้อสมมุติฐาน ดังนี้คือ

ก) ให้แรงกระทำในแนวแกนของสลักเกลียวเท่านั้น

ข) ความเค้นที่เกิดขึ้นกระจายอย่างสม่ำเสมอทั่วพื้นที่หน้าตัดของเกลียว

พื้นที่หน้าตัดที่วิกฤตที่สุดของสลักเกลียวที่อยู่บริเวณเกลียว ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียว แต่ในทางปฏิบัติมักนิยมคิดพื้นที่ที่รับความเค้นจริง ซึ่งเรียกว่าพื้นที่รับความเค้น (Stress Area) ซึ่งมีค่ามากกว่าพื้นที่ที่หาจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวเล็กน้อย ทั้งนี้เพราะส่วนของเนื้อเกลียวก็ช่วยในการรับแรงด้วย การหาขนาดของสลักเกลียวในกรณีนี้หาได้จากสมการ

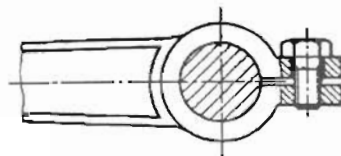
$$\sigma_{td} = \frac{F}{A_s} \quad (2-58)$$

โดยที่ σ_u คือค่าความเค้นใช้งาน

A_s คือพื้นที่รับความเค้น

เมื่อรู้ค่า A_s แล้วก็สามารถหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวที่ควรเลือกใช้จากตารางที่ ก-2 หรือตารางที่ ก-3

2.7.5.2 มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งานโดยไม่มีแรงภายนอกในแนวแกนรอยต่อชนิดนี้ได้แก่ รอยต่อของดุมคาน ซึ่งเป็นสองชิ้น ดังภาพที่ 2-18 ดุมทั้งสองชิ้นยึดติดกันได้ด้วยสลักเกลียว เพื่อให้คานบีบแน่นกับเพลลา ความดันระหว่างดุมกับเพลลาจะทำให้เกิดความเสียหาย ป้องกันมิให้ดุมคานหมุนหรือเลื่อนไปบนเพลลาได้



ภาพที่ 2-18 รอยต่อของดุมคาน

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ฤณรงค์าน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

เมื่อขันสลักเกลียวด้วยประแจขันจะทำให้เกิดแรงดึงขึ้นในสลักเกลียวก่อนใช้งาน และในขณะเดียวกันก็จะมีแรงบิดหรือโมเมนต์บิด T_i เนื่องมาจากความเสียหายระหว่างเกลียว

นอกจากโมเมนต์บิด T_i ในเกลียวแล้วยังมีโมเมนต์บิด T_f เกิดขึ้นที่หัวสลักเกลียวและแป้นเกลียว เนื่องมาจากความเสียหายที่ผิวสัมผัสระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงานที่ต้องการยึด ขณะที่ขันแป้นเกลียวลงบนสลักเกลียว แป้นเกลียวจะกดกับผิวหน้าที่ต้องการยึดหรือกดกับแหวนรอง เมื่อขันแป้นเกลียวให้แน่นขึ้นอีก แรงดันระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงานจะเพิ่มมากขึ้น ทำให้เกิดความเสียหายบนผิวสัมผัสเพิ่มมากขึ้น

ดังนั้นโมเมนต์บิด T ที่ต้องใช้ในการขันแป้นเกลียวด้วยประแจ อย่างน้อยต้องมีค่าเท่ากับผลรวมของโมเมนต์บิดในเกลียว T_i และโมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียหายที่ผิวสัมผัสระหว่างแป้นเกลียวกับชิ้นงาน นั่นคือ

$$T = T_i + T_f \quad (2-59)$$

โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันแป้นเกลียวนี้ ทำให้เกิดแรงดึงในแนวแกนของสลักเกลียวเรียกว่า แรงดึงขั้นต้น (Initial Tension) F_i ถ้าใช้ประแจขันด้วยมือ ความแน่นพอดีของรอยต่อจะขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ขัน ในกรณีที่ขนาดของแรงดึงมีความสำคัญต่อการทำงานของ

รอยต่อมาก เช่น ฝาภาชนะความดัน ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น จะต้องใช้ประแจขันชนิดที่มีอุปกรณ์สำหรับบอกขนาดของโมเมนต์บิดได้คือประแจปอนด์ (Torque Wrench) การใช้ประแจลม (Pneumatic Wrench) ก็เป็นที่นิยมใช้กันมาก เมื่อโมเมนต์บิดถึงค่าที่ต้องการแล้ว วาล์วลมก็จะปิดมิให้ลมผ่านมายังประแจที่ใช้ขัน

สูตรสำเร็จที่นิยมใช้ในการประมาณค่าโมเมนต์บิดสำหรับการขันสลักเกลียวทั่วไปคือ

$$T = CdF_t \quad (2-60)$$

โดยที่ C คือสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิด

d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว

F_t คือแรงตึงขันต้น

ค่าสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิดนี้จะเปลี่ยนไปตามลักษณะและคุณภาพของเกลียว ค่าที่แนะนำให้ใช้คือ

$$C = 0.15 \quad \text{เมื่อมีการหล่อลื่น}$$

$$C = 0.20 \quad \text{เมื่อไม่มีการหล่อลื่น}$$

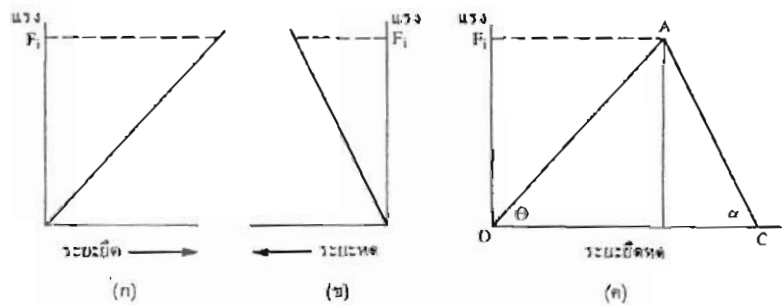
ในการขันสลักเกลียว โมเมนต์บิด T_t จะทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นในสลักเกลียว ความเค้นเฉือนนี้จะคงอยู่ในสลักเกลียวถึงแม้ว่าจะขันเสร็จแล้ว ทั้งนี้เนื่องมาจากความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของแป้นเกลียวกับหน้าชิ้นงานที่อัดกันอยู่ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว โมเมนต์บิดส่วนนี้จะประมาณได้จาก

$$T_t = 0.4T \quad (2-61)$$

โดยทั่วไปแล้วค่าความเค้นเฉือนที่เกิดจากโมเมนต์บิด T_t นี้มีค่าไม่มากนัก จึงไม่ต้องนำมาใช้ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียว อีกประการหนึ่งความสั่นสะเทือนจากการใช้งาน จะช่วยให้โมเมนต์บิดนี้ลดหายไปเกือบหมด

2.7.5.3 มีความเครียดและรับแรงภายนอกในแนวแกน รอยต่อชนิดนี้ใช้กับรอยต่อที่ต้องการความแน่นหนาหรือต้องการกันรั่ว เช่น รอยต่อของฝาปิดภาชนะความดัน, หน้าแปลน, ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น วิธีการคำนวณหาขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียววิธีนี้นิยมใช้กับการคำนวณรอยต่อด้วยสลักเกลียวเป็นส่วนมาก รอยต่อจะต้องแน่นและไม่เปิดคือ ไม่แยกออกจากกันจนมีช่องว่างระหว่างชิ้นงานที่ต่อกันในขณะรับแรง ดังนั้นจึงมักจะถือเป็นกฎว่า จะต้องขันสลักเกลียวจนกระทั่งแรงตึงขันต้นมีค่ามากกว่าแรงที่จะทำให้รอยต่อเปิดออกเพื่อให้รอยต่อปลอดภัย เพราะฉะนั้นจึงต้องทำการวิเคราะห์ว่าจะต้องขัน

แป้นเกลียวให้เกิดแรงดึงในสลักเกลียวเท่าใด รอยต่อจึงจะไม่เปิดในขณะใช้งาน พิจารณา กฎของฮุกในช่วงยืดหยุ่นของวัสดุ เมื่อขันแป้นเกลียวจะทำให้สลักเกลียวมีแรงดึงเพิ่มขึ้น สลักเกลียวจะยืดออก และในเวลาเดียวกัน ชิ้นงานที่อยู่ระหว่างหัวของสลักเกลียวกับแป้นเกลียว ก็จะหดตัวลงดังภาพที่ 2-19 (ก) และภาพที่ 2-19 (ข) เส้นที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับ ระยะยืดหดจะเป็นเส้นตรง แต่ความชันของเส้นต่างกัน ถ้าชิ้นงานมีความแข็งดึง (stiffness) มาก เส้นก็ชันมากเนื่องจากต้องใช้



ภาพที่ 2-19 อัตราส่วนระยะยืดของสลักเกลียวกับระยะหดของชิ้นงานเมื่อขันสลักเกลียว
ที่มา : วริทธิ์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ :
ซีเอ็ดยูเคชั่น. 2537.

แรงในการทำให้ยืดหดมาก โดยปกติแล้วชิ้นงานที่ต้องการต่อมักมีความแข็งดึงมากกว่า สลักเกลียว ดังภาพที่ 2-19 (ค) ฉะนั้นมุม α จึงมากกว่ามุม θ เสมอ ความชันของเส้น AC เป็นลบเนื่องจากการหดตัว

ถ้าให้ K_b และ K_c เป็นค่าความแข็งดึงของสลักเกลียวและชิ้นงานตามลำดับแล้ว จากภาพที่ 2-19 (ค) จะได้ว่า

$$\text{สำหรับสลักเกลียว} \quad \tan \theta = K_b = \frac{F_i}{\delta_b} \quad (2-62)$$

$$\text{สำหรับชิ้นงาน} \quad \tan \alpha = K_c = \frac{F_i}{\delta_c} \quad (2-63)$$

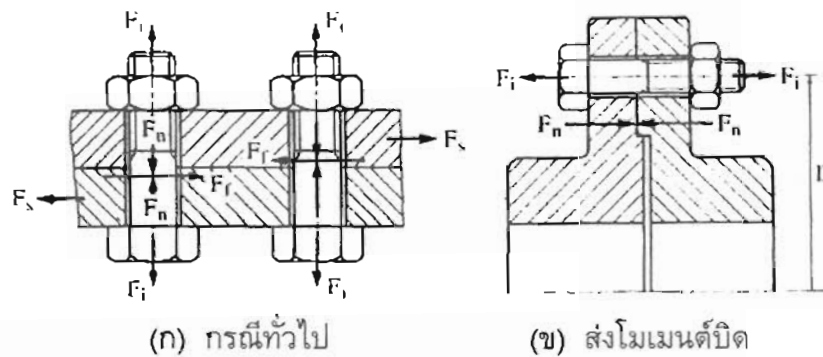
$$\text{แรงดึงชิ้นต้น} \quad F_i = \sigma_1 A = E_c A = E \frac{\delta}{1} A \quad (2-64)$$

$$\text{ฉะนั้น} \quad F_i = \left(\frac{EA}{1} \right) \delta_b = K_b \delta_b \quad (2-65)$$

ซึ่งเป็นสมการเดียวกันกับการยืดหยุ่นของสปริง ดังนั้นความแข็งตึงคือ

$$K_b = \frac{EA}{l} \quad (2-66)$$

2.7.5.4 มีความเครียดและรับแรงเฉือนจากภายนอก ในกรณีนี้แรงภายนอกกระทำตั้งฉากกับแกนของสลักเกลียว ทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้ความเค้นเฉือนดังภาพที่ 2-20 แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานจะทำหน้าที่รับแรงเฉือนจากภายนอก F_s เอาไว้ ดังนั้นจึงต้องมีแรงดึงชั้นต้นมากดชิ้นงานไว้ให้มากเพียงพอจนกระทั่งแรงเสียดทาน F_f มากกว่า F_s



ภาพที่ 2-20 รอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเฉือน

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

เมื่อต้องการส่งโมเมนต์บิด T เช่น คัปปลิง ดังภาพที่ 2-20 (ข) แรงในแนวเส้นสัมผัสที่เกิดขึ้นบนเส้นรอบวงของฟลายวีลส่วนที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว จะทำให้เกิดแรงเฉือนบนสลักเกลียวซึ่งหาค่าได้จาก $F_s = 2T/D$ เมื่อ D เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว ซึ่งจะได้กล่าวโดยละเอียดต่อไปในภายหลัง

แรงดึงชั้นต้นเพื่อทำให้มีแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานเพียงพอที่จะรับแรงเฉือนไว้ได้ หาค่าได้จากสมการ

$$F_i = F_n \geq \frac{F_s}{z \times f} = \frac{F_s}{z \times f} \quad (2-67)$$

โดยที่ F_i คือแรงดึงชั้นต้น

F_n	คือแรงปฏิกิริยาดังฉากกับผิวสัมผัส
F_t	คือแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส
F_s	คือแรงเฉือนจากภายนอก
z	คือจำนวนสลักเกลียว
f	คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน หาค่าได้จากตารางที่ 2-1

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียว จะต้องพิจารณาทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียว โดยใช้ทฤษฎีการเสียหายตามที่ได้อธิบายไว้แล้วในหัวข้อก่อน โดยที่

ความเค้นดึง	$\sigma_t = \frac{F_t}{A_s}$
ความเค้นเฉือน	$\tau = \frac{F_s}{A_s}$

2.7.5.5 มีความเครียดและรับแรงเยื้องศูนย์ รอยต่อประเภทนี้มีใช้กันอย่างแพร่หลายเช่นกัน ซึ่งได้อธิบายถึงวิธีการคำนวณเอาไว้แล้วในหัวข้อก่อน

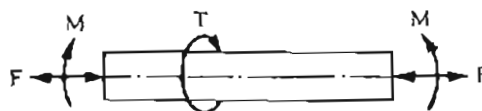
2.8 การออกแบบเพลลา

2.8.1 วัสดุเพลลา วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่หากต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้ว มักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำกว่า 90 mm มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตามเพื่อให้เพลลามีราคาถูกลงที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

2.8.2 ขนาดของเพลลา องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ ได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (Nominal Size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป และสอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลลาด้วย ขนาดระบุของเพลลาได้จากตารางที่ ก-6

2.8.3 การออกแบบเพลลาตามโค้ดของ AMSE ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลลาส่งกำลัง ซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (Code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลลาตามโค้ดของ AMSE ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งวิธีการดังกล่าวนี้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลลา ซึ่ง

เป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ (Static Design Method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพล่าให้พิจารณาเพล่าในภาพที่ 2-21 ให้เพล่าเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่างๆ ที่เกิดขึ้นบนเพล่ามีดังต่อไปนี้คือ



ภาพที่ 2-21 เพล่าภายใต้แรงต่างๆ

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ความเค้นดึงหรือกด

$$\sigma_o = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2-68)$$

ความเค้นดัด

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2-69)$$

ความเค้นเฉือน

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2-70)$$

ในกรณีที่เป็แรงกด อาจมีผลจากการโก่งงอ (Buckling) ได้ ดังนั้นสมการที่ (2-68) จะกลายเป็น

$$\sigma_o = \frac{4\alpha F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2-71)$$

เพล่าส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพล่าหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาได้ ดังนั้นเพล่าจึงเกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตยศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (Fatigue Factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด

C_i = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการที่ (2-69) และสมการที่ (2-70) จึงกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m M d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2-72)$$

และ

$$\tau_{xy} = \frac{16C_t T d}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2-73)$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b \quad (2-74)$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau = \left[\tau_{xy}^2 + \left[\frac{\sigma}{2} \right]^2 \right]^{1/2}$$

แทนค่าสมการที่ (2-71), (2-72), (2-73) และสมการที่ (2-74) ลงในสมการข้างบนนี้ แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau (1 - K^4)} \left[(C_t T)^2 + \left[\frac{\alpha F d (1 + K^2)}{8} + C_m M \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2-75)$$

โดยที่ $K = d_i/d$

ในกรณีที่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการที่ (2-75) จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau (1 - K^4)} \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{1/2} \quad (2-76)$$

หรือในกรณีของเพลาดัน $K = d_i/d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการที่ (2-76) ก็จะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไปคือ

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} [(C_L \tau)^2 + (C_M M)^2]^{1/2} \quad (2-77)$$

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งหาได้จากตารางที่ ก-7

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลลาซึ่งมีใช้ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$$\tau_{ld} = 55 \text{ N/mm}^2 \text{ สำหรับเพลลาที่ไม่มีร่องลิ้ม}$$

$$\tau_{ld} = 41 \text{ N/mm}^2 \text{ สำหรับเพลลาที่มีร่องลิ้ม}$$

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะ ให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการที่ (2-78) โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

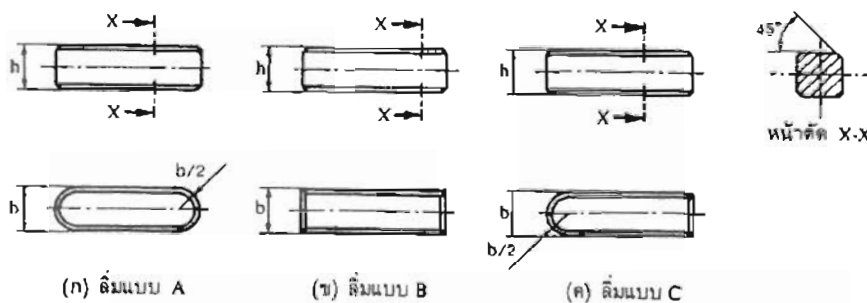
$$\tau_{ld} = 0.3\sigma_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_{ld} = 0.18\sigma_u \quad (2-78)$$

และถ้าเพลลามีร่องลิ้มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งาน โดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการที่ (2-78)

2.9 การออกแบบลิ้ม

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกล เช่น ล้อสายพาน เฟือง ใบพัด ลูกเบี้ยว และอุปกรณ์อื่นๆ ที่ใช้ส่งหรือรับกำลังจากเพลลา โดยที่จะต้องยึดแน่นกับเพลลาเพื่อให้หมุนไปพร้อมกับเพลลา ชิ้นส่วนประเภทนี้อาจส่งแรงบิดและมีการถอดประกอบบ่อยครั้ง ดังนั้นจึงมักจะยึดติดกับเพลลาโดยใช้ลิ้มลิ้มเป็นแท่งโลหะที่ใส่ไว้ในร่องของชิ้นส่วนทั้งสองที่ยึดอยู่ด้วยกัน ซึ่งเรียกว่าร่องลิ้ม ลิ้มทำหน้าที่ป้องกันการเกิดการหมุนสัมพัทธ์ขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทั้งสอง ในบางครั้งอาจใช้ลิ้มทำหน้าที่กันมิให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวแกนของเพลลาด้วย

2.9.1 ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ กำหนดขนาดของลิ้มชนิดนี้ไว้ใน ISO/R773 ซึ่งมีลักษณะดังภาพที่ 2-10 ลิ้มชนิดนี้จะฝังอยู่ในเพลลาครึ่งหนึ่ง และฝังอยู่ในดุมของเฟือง (Hub) ล้อสายพานหรือข้อเหวี่ยงอีกประมาณครึ่งหนึ่งของความหนา ลิ้มชนิดนี้มักใช้กับเครื่องจักรกลอุตสาหกรรมทั่วไป



ภาพที่ 2-22 ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส

ที่มา : วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1, กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2537.

ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสตามลำดับ ถ้ามีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวเรียกว่า เฟียเธอร์คีย์ (Feather Key) มักใช้กับงานที่ต้องการให้คูล้อเลื่อนไปบนเพลลาได้ เพียงแต่ป้องกันมิให้เกิดการหมุนสัมพัทธ์เท่านั้น บางครั้งอาจต้องยึดลิ้มให้ติดกับเพลลาด้วยหมุดเกลียวปรับด้วย เช่น ในชุดเฟืองทดของรถยนต์ เป็นต้น

2.9.2 การให้ชื่อลิ้ม ลิ้มแบ่งออกเป็นหลายชนิดด้วยกันและมีขนาดเป็นมาตรฐาน ดังนั้นการเลือกใช้ลิ้มจึงต้องเลือกขนาดตามมาตรฐาน ขนาดลิ้มมาตรฐานจะดูได้จากตารางที่ ก-8 ถึงตารางที่ ก-9 นอกจากนั้นยังกำหนดวิธีการให้ชื่อลิ้มดังนี้ การให้ชื่อลิ้มให้บอกว่าเป็นลิ้มมาตรฐานระหว่างประเทศหมายเลขเท่าใด (ซึ่งจะบอกถึงชนิดของลิ้ม) ตามด้วยเครื่องหมาย – แล้วตามด้วยขนาดความกว้างของลิ้ม x ความสูงของลิ้ม x ความยาวของลิ้ม เช่น ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบ A กว้าง 12 mm สูง 8 mm และยาว 70 mm ก็ให้ชื่อว่า ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ISO/R 773-A12x8x70

2.9.3 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิ้ม เมื่อใช้ลิ้มต่อเพลลากับคูล้อเพื่อส่งโมเมนต์บิด ความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ้มจะเป็นแบบสามมิติและมีความยุ่งยากในการคิดคำนวณมาก ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากแรง 2 ชนิดคือ

2.9.3.1 แรงเนื่องจากการสวมอัดลิ้มลงในร่องลิ้ม เช่น การสวมอัดลิ้มแบบธรรมดาหรือแบบเรียว แรงเหล่านี้ทำให้เกิดความเค้นอัดขึ้นในลิ้ม ซึ่งไม่อาจหาค่าที่แน่นอนของแรงเหล่านี้ได้

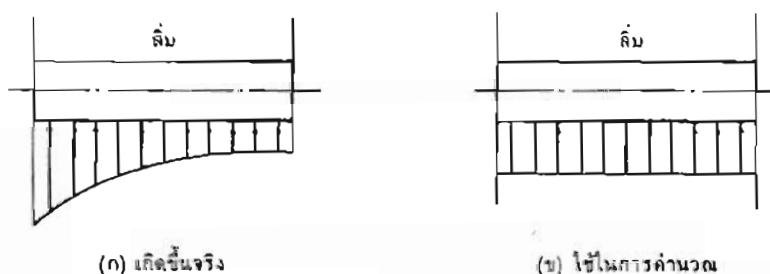
2.9.3.2 แรงเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิด ทำให้เกิดความเค้นอัดและความเค้นเฉือนในลิ้ม แรงที่กระทำตามแนวขวางของลิ้มจะไม่กระจายอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาวลิ้ม แต่จะมีค่ามากในบริเวณใกล้กับจุดที่รับโมเมนต์บิด ทั้งนี้เนื่องมาจากการบิดระหว่างเพลลากับคูล้อ เพราะเพลลามีความแข็งตึงบิด (Torsional Stiffness) น้อยกว่าคูล้อ มีผู้ทำการทดลองหา

ลักษณะการกระจายความเค้นตลอดความยาวลิ้ม พบว่ามีลักษณะดังภาพที่ 2-23 (ก) ในการหาความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ้มนั้น เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงมักจะใช้ข้อสมมติฐานดังนี้คือ

ก) แรงที่กระจายตลอดความยาวของลิ้มมีค่าสม่ำเสมอ

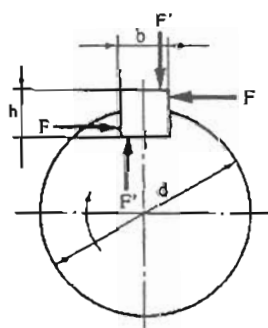
ข) ไม่คิดแรงที่เกิดจากการสวมอัดลิ้ม

จากสมมติฐานดังกล่าวทำให้คำนวณหาขนาดของลิ้มได้ง่ายขึ้น ในทางปฏิบัติการคำนวณหาขนาดลิ้มมักจะเป็นการคำนวณหาความยาวลิ้มเท่านั้น ทั้งนี้เนื่องจากลิ้มมีขนาดพื้นที่หน้าตัดเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว พร้อมทั้งขนาดของลิ้มที่เหมาะสมกับเพลขนาดต่างๆก็หาได้จากตารางที่ ก-8 และตารางที่ ก-9



ภาพที่ 2-23 ความเค้นบนลิ้ม

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.



ภาพที่ 2-24 แรงบนรอยต่อด้วยลิ้ม

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

พิจารณารอยต่อด้วยลิ้มดังภาพที่ 2-24 ให้ F เป็นแรงที่กระทำกับลิ้มเนื่องจากโมเมนต์บิด และ F' เป็นแรงที่กดลิ้มไว้ไม่ให้ลิ้มเอียง โมเมนต์บิดบนเพลทำให้ดุมลิ้มมีแรงต้านทาน F

เกิดขึ้นซึ่งกระทำในแนวตั้งฉากกับลิ้ม สมมติว่าแรงนี้กระทำที่จุดกึ่งกลางของลิ้มส่วนที่โผล่พ้นจากเพลลา ดังนั้นจึงหาแรง F ได้จากสมการ

$$T = F \left[\frac{d}{2} + \frac{h}{4} \right] \approx \frac{Fd}{2} \quad (2-79)$$

จากข้อสมมติฐานที่ได้กล่าวมาแล้ว เมื่อคิดว่าลิ้มขาดเนื่องจากแรงเฉือน ฉะนั้น

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{bl\tau d}{2} \quad (2-80)$$

โดยที่ T คือโมเมนต์บิดบนเพลลา
 F คือแรงที่กระทำกับลิ้ม
 d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา
 b คือความกว้างของลิ้ม
 l คือความยาวของลิ้ม
 τ คือความเค้นเฉือนบนลิ้ม

แต่เมื่อคิดว่าลิ้มโดนอัดแตก

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{hl\sigma_c d}{4} \quad (2-81)$$

โดยที่ h คือความสูงของลิ้ม
 σ_c ความเค้นอัดบนลิ้มหรือเพลลาหรือดุมล้อ

เนื่องจากโมเมนต์บิดบนเพลลามีค่าเท่ากัน ดังนั้นจากสมการที่ (2-80) และ (2-81)

$$\frac{bl\tau d}{2} = \frac{hl\sigma_c d}{4} \quad (2-82)$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ค่าความเค้นเฉือนที่วัสดุรับได้จะมีค่าประมาณ $\frac{1}{2}$ ของความเค้นอัดที่วัสดุรับได้ นั่นคือ $\tau = 0.5\sigma_c$ เมื่อนำมาลงในสมการจะได้ว่า

$$b = h \quad (2-83)$$

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นลิ่มที่ดีที่สุด เพราะสามารถรับแรงเฉือนและแรงอัดได้เท่ากัน แต่เมื่อพิจารณาทางด้านความแข็งแรงของเพลาล้วนแล้วจะเห็นว่าไม่เหมาะสม เนื่องจากร่องลิ่มของลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสจะต้องเจาะลงไปบนเพลาลึกมาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงไม่นิยมใช้ลิ่มชนิดนี้เท่าใดนัก ยกเว้นในกรณีที่ใช้กับเพลานาขนาดเล็กเท่านั้น

ในกรณีที่ลิ่ม, เปลา และคูล้อทำจากวัสดุต่างชนิดกันให้ทำการคำนวณในสมการที่ (2-81) โดยใช้ค่าความเค้นอัดของวัสดุ ที่มีความต้านแรงอัดน้อยที่สุด

ถ้าลิ่มและเพลามาจากวัสดุชนิดเดียวกัน ก็สามารถจะหาความยาวของลิ่มได้โดยถือว่าลิ่มและเพลารับโมเมนต์บิดเท่ากัน ดังนั้น

$$T = \frac{bl\tau d}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \tau \quad (2-84)$$

เพราะฉะนั้น

$$l = \frac{\pi d^2}{8b} \quad (2-85)$$

ถ้าสมมติให้ลิ่มมีความกว้างประมาณ $d/4$ จะได้

$$l = \frac{\pi d}{2} = 1.57d \quad (2-86)$$

นั่นก็คือ ความยาวของลิ่มควรมีค่าประมาณ 1.57 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา โดยทั่วไปแล้วกรรมวิธีการออกแบบจะเริ่มต้นด้วยการหาขนาดของเพลลาที่ใช้ จากนั้นจึงเลือกขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลลาที่ต้องการจากตาราง แล้วจึงคำนวณหาความยาวของลิ่ม โดยใช้สมการที่ (2-80) และสมการที่ (2-81) และเลือกใช้ความยาวค่ามาก จากนั้นจึงใช้ความยาวของคูล้อให้เท่ากับ ความยาวของลิ่ม แม้ว่า จะยาวเกินความต้องการไปบ้างก็ตาม แล้วควรเลือกใช้ลิ่มสองอันวางห่างกัน 180° เมื่อแรงที่กระทำไม่สม่ำเสมอจะต้องยึดลิ่มให้แน่นกับร่องลิ่มหรือใช้ลิ่มแบบเรียว การใช้ลิ่มแบบเรียวจะช่วยให้รอยต่อยึดได้แน่นและถอดออกได้ง่าย โดยทั่วไปมักจะเจาะร่องลิ่มบนคูล้อให้มีความเรียวเล็กน้อยแล้วตอกอัดลิ่มให้แน่น การตอกอัดลิ่มนี้จะทำให้เกิดความเค้นขึ้นบนคูล้อและเพลลา ความเค้นอัดบนลิ่มคือ

$$\sigma_c = \frac{4T}{dhl_e} \leq \sigma_{\infty} \quad (2-87)$$

ดังนั้นจึงหาความยาวประสิทธิผล (effective length) ของลิ่ม l_e ได้จากสมการ

$$l_e \geq \frac{4T}{dh\sigma_{cd}} \quad (2-88)$$

โดยที่ l_e คือความยาวประสิทธิผลของลิ่ม

σ_{cd} คือค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุ

ค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุลิ่ม หาได้จากสมการ

$$\sigma_{cd} = \frac{\sigma_y}{N_y} \quad (2-89)$$

ค่าความปลอดภัย N_y ที่แนะนำให้ใช้มีดังนี้คือ

$N_y = 1.5$ เมื่อใช้สัณฐานโมเมนต์บิดสม่ำเสมอ

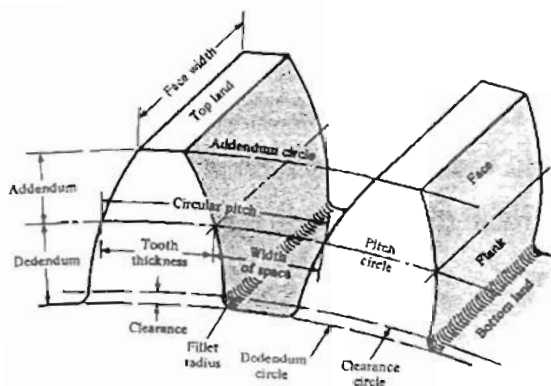
$N_y = 2.5$ เมื่อมีการกระตุกเล็กน้อย

$N_y = 4.5$ เมื่อมีการกระตุกมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อมีแรงกระทำสองทิศทาง

2.10 การออกแบบเฟืองฟันตรง

เฟืองฟันตรง (Spur Gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนาดกัน ส่วนมากเฟืองขับ (Driving Gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (Driven Gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พินเนียน (Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

2.10.1 คำจำกัดความ ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของเฟือง ให้พิจารณาภาพที่ 2-25 ดังต่อไปนี้



ภาพที่ 2-25 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

ที่มา : Joseph Edward Shigley and Charles R. Mischke. Mechanical engineering design. 5th ed. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.

2.10.1.1 วงกลมพิตช์ (Pitch Circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (Pitch Diameter) ในทางทฤษฎีแล้ว เฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

2.10.1.2 เซอคิวลาพิตช์ (Circular Pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูป 2-26 จะเห็นได้ว่า ระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

2.10.1.3 มอดูล (Module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดมอดูลคือมิลลิเมตร มอดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

2.10.1.4 แอดเดนดัม (Addendum) a หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟัน (Bottom Land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

2.10.1.5 เคลียร์นซ์ (Clearance) c ในการที่เฟืองสองอันขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้เรียกว่าเคลียร์นซ์ c

2.10.1.6 แแบ็คแลช (Backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการขับด้วยเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไปแบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับ

น้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง

2.10.1.7 ความหนาของฟัน (Face Width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

2.10.1.8 แฟล็งก์ (Flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

2.10.1.9 อัตราทด (Velocity Ratio) m_ω คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2-90)$$

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุม, rad/s

n = ความเร็วรอบ, rpm

d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์, mm

N = จำนวนฟัน

2.10.1.10 อัตราส่วนเฟือง (Gear Ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของเฟืองขับ

2.10.2 มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน จากคำจำกัดความที่ผ่านมามาจะได้ว่า

$$\text{มอดุล} \quad m = \frac{d}{N} \quad (2-91)$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น mm

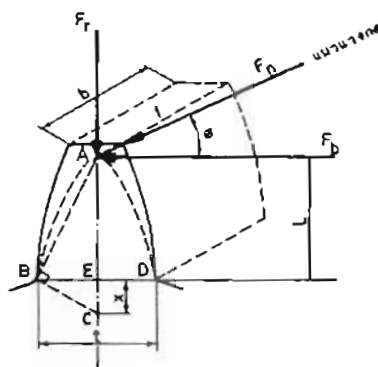
$$\text{และเซอกิวลาพิตช์} \quad P = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (2-92)$$

$$\text{ดังนั้น} \quad P_p = \pi \quad (2-93)$$

ขนาดมอดุลมาตรฐานต่าง ๆ ได้จากตารางที่ ก-11 ถึง ตารางที่ ก-14 เมื่อขนาดมอดุลโตขึ้นความหนาฟันเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

2.10.3 ความเค้นในฟันของเฟืองตรง การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลองดู การออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่

หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็คือ การใช้สมการของลูอิส (Lewis) ลูอิสได้หาสมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (Cantilever Beam) และรับแรงดังในภาพที่ 2-26 ถ้าคิดให้แรงกระทำที่ปลายฟัน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของฟันไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็นสองแรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหนาของฟัน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของฟัน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r



ภาพที่ 2-26 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส
ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2. กรุงเทพฯ :
ซีเอ็ดยูเคชั่น. 2537.

จากสมการความเค้นในคาน

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{Mc}{I} = \frac{(F_b L)(1/2)}{bt^3/12} \\ &= \frac{6F_b L}{bt^2} \\ \text{หรือ} \quad F_b &= \frac{\sigma bt^2}{6L}\end{aligned}\tag{2-94}$$

ถ้าให้ฟันเฟืองในภาพที่ 2-26 มีความเค้นคงที่ ($\sigma =$ ค่าคงที่) และเนื่องจากความหนาของฟัน b เท่ากันตลอด ดังนั้นสมการ (2-94) จะเขียนได้เป็น

$$L = (\text{ค่าคงที่}) (t^2)\tag{2-95}$$

จากสมการ (2-95) จะเห็นได้ว่า ฟันเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบลา ดังเส้นประในภาพที่ 2-26 แต่ในเฟืองอินวอลูตเนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบลาดังในรูป ดังนั้นในฟันเฟืองที่ใช้งานอยู่จริง ความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นที่หน้าตัด BED

จากรูปสามเหลี่ยมคล้าย ABE และ BCE จะได้ว่า

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{หรือ} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการ (2-94) จะได้ว่า

$$F_b = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

โดยที่ P เป็นเชอคิวลาพิตซ์ และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส (Lewis

Form Factor) ใช้แทนด้วย y จึงทำให้เขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma byp \quad (2-96)$$

สำหรับในระบบหน่วยเอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยมอดูล ดังนี้

$$F_b = \sigma bYm \quad (2-97)$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากตารางที่ ก-15 เนื่องจากแรงที่กระทำกับฟันเฟืองเป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความถี่ตามความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกหักโดยผลจากความล้า (Fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการ (2-96) และ (2-97) จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (Endurance Strength) ดังในตารางที่ ก-16 ซึ่งแสดงค่าความเค้นใช้งานสำหรับวัสดุชนิดต่างๆ ที่ใช้ทำเฟือง

ในการคำนวณหาแรง F_b ที่ฟันเฟืองจะสามารถรับได้โดยใช้สมการ (2-96) หรือ (2-97) นั้น ให้สังเกตสิ่งต่อไปนี้ สำหรับเฟืองที่มาขบกันคู่หนึ่งจะมีค่าความหนา b และมอดูลหรือพิตซ์ เท่ากัน ดังนั้นเฟืองอันที่รับแรงได้น้อยกว่าก็คือ อันที่มีค่า σ_y น้อยกว่า ถ้าพิเนียนและเฟืองทำ

ด้วยวัสดุชนิดเดียวกันแล้ว จากตารางที่ ก-15 จะเห็นได้ว่า ค่า Y ของพียอนจะน้อยกว่าของเฟือง (เฟืองมีจำนวนฟันมากกว่า) ดังนั้นพียอนจะรับแรงได้น้อยกว่าเฟือง เมื่อเป็นเช่นนี้ในการคำนวณหาขนาดของฟันจึงต้องคำนวณที่พียอน

2.11 การออกแบบสปริง

สปริงเป็นส่วนที่มีความยืดหยุ่นซึ่งมีใช้อยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป สปริงอาจจะมีรูปร่างต่างกันและทำจากวัสดุหลายชนิด สปริงที่จะกล่าวถึงในหัวข้อนี้ส่วนมากทำจากโลหะและโลหะผสม สปริงอาจจะทำหน้าที่ได้หลายประเภทดังนี้

ใช้เป็นแหล่งพลังงานให้กับกลไกต่างๆ เช่น ลานนาฬิกา กล้องถ่ายภาพ และของเด็กเล่น เป็นต้น

ใช้วัดแรง เช่น ดาซังสปริง ไดนาโมมิเตอร์ และอุปกรณ์ปรับต่างๆ เป็นต้น

ใช้ทำหน้าที่เป็นส่วนเครื่องจักรกลกลับคืนสู่ตำแหน่งเดิม เช่น ตัวตามลูกเบี้ยว (Cam Follower) ก้านวาล์ว เป็นต้น

ใช้ส่งแรงจากชิ้นส่วนหนึ่งไปยังอีกชิ้นส่วนหนึ่ง เช่น สปริงแผ่นคลัตช์ คัปปลิง เป็นต้น

2.11.1 วัสดุสำหรับลวดสปริง จุดประสงค์ของการใช้สปริง ส่วนมากจะเป็นไปในรูปของการเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวสปริง ความเค้นที่เกิดขึ้นในสปริงขณะใช้รับแรงจะมีค่าสูงมาก ดังนั้นจึงต้องนำวัสดุที่มีความแข็งแรงสูงมาใช้ทำสปริง โดยทั่วไปเหล็กสำหรับใช้ทำสปริงจะเป็นเหล็กที่มีคาร์บอนสูงกว่า 0.5% แล้วผ่านกรรมวิธีทางความร้อนเพื่อให้มีความยืดหยุ่นสูง เนื่องจากความสามารถในการยืดหยุ่นเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของสปริง ทั้งนี้เพื่อให้สปริงมีการยืดหดได้มากนั่นเอง นอกจากนี้แล้วยังมีวัสดุประเภทโลหะผสม เหล็กกล้าไร้สนิม และอื่นๆ ที่ต้องใช้กับงานเป็นพิเศษ เพื่อป้องกันการกัดกร่อนหรือทนทานต่ออุณหภูมิสูงๆ สำหรับวัสดุบางชนิดดังที่จะกล่าวต่อไปนี้เป็นขนาดที่หาซื้อได้ทั่วไป

2.11.1.1 Hard-drawn wire (ASME A227) เป็นวัสดุที่มีราคาถูกที่สุด มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm จนถึง 16 mm ขดขณะเย็นได้ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.45% ถึง 0.75% คุณภาพผิวต่ำกว่าวัสดุชนิดอื่นๆ ดังนั้นไม่ควรใช้กับชิ้นงานที่ต้องการอายุการทำงานยาวนานมาก และในชิ้นงานที่ต้องการความแม่นยำในการทำงานมาก อุณหภูมิขณะใช้งานไม่ควรสูงกว่า 120 °C หรือต่ำกว่า 0 °C

2.11.1.2 Music wire (ASTM A228) ทำโดยวิธี Hard-Drawn แต่ใช้เหล็กกล้าที่มีคุณภาพสูง คุณภาพผิวดีเป็นพิเศษ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.70% ถึง 1.00% ขดขณะเย็นได้ ลวดชนิดนี้เป็นลวดที่มีการใช้กันมากที่สุดในจำพวกสปริงขนาดเล็ก มีความแข็งแรงสูง และสามารถทนแรงที่กระทำซ้ำกันได้ดีมาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.10 mm จนถึง 6.35 mm แต่มีให้นำไปใช้งานที่ซึ่งอุณหภูมิสูงกว่า 120 °C หรือต่ำกว่า 0 °C

2.11.1.3 Oil-tempered wire (ASTM A229) ผลิตโดยวิธีรีดเย็น แล้วจึงชุบแข็งและอบเหนียว (tempered) มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.55% ถึง 0.75% มักใช้วิธีอบขณะเย็น แล้วอบคลายความเค้นที่อุณหภูมิประมาณ 230 °C ผิวไม่ลู่จะดีนักแต่ก็ดีกว่า hard-drawn wire ลวดสปริงชนิดนี้ก็มีใช้กันแพร่หลายทั่วไป เพราะราคาถูกกว่า music wire มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm จนถึง 16 mm แต่ก็สามารถหาขนาดซึ่งใหญ่หรือเล็กกว่านี้ได้ อุณหภูมิที่ใช้งานอยู่ระหว่าง 0 °C ถึง 180 °C

2.11.1.4 Valve spring quality carbon steel (ASTM 230) เป็น oil-tempered wire ที่มีคุณภาพสูงสุด มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.60% ถึง 0.75% มีผิวดีเป็นพิเศษเทียบเท่า music wire จึงเหมาะสำหรับใช้กับงานที่อาจจะเสียหายเนื่องมาจากความล้า มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 1.50 mm จนถึง 6.25 mm

2.11.1.5 Chrome vanadium steel (ASTM 231) เป็นโลหะผสมที่นิยมใช้กันมากเมื่อโลหะอื่นๆ ไม่สามารถที่จะทนความเค้นสูงๆ ได้ เหมาะสำหรับแรงที่กระทำซ้ำกันเป็น อย่างยิ่ง รับแรงกระแทกได้ดี มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm จนถึง 12.50 mm มักใช้ทำสปริงสำหรับวาล์วเครื่องยนต์ของเครื่องบิน ใช้ได้ที่อุณหภูมิสูงถึง 230 °C

2.11.1.6 Chrome silicon steel (ASTM A401) เป็นโลหะผสมที่สามารถรับแรง ได้สูง และมีคุณสมบัติในการรับแรงกระแทกได้ดี ใช้งานได้ที่อุณหภูมิสูงประมาณ 250 °C มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.80 mm จนถึง 12 mm

2.11.1.7 Stainless steel (chrome nickel ASTM A313 หรือ AISI 302) เป็น โลหะที่มีราคาแพงรับแรงได้สูง และสามารถทนต่อการกัดกร่อนได้ดีเหมาะสำหรับรับแรง กระแทก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.20 mm จนถึง 12.50 mm ในการผลิตจะใช้วิธี รีดเย็นแล้วคลายความเค้นที่อุณหภูมิสูง

2.11.2 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง ค่าความต้านแรงของวัสดุที่ใช้ทำลวดสปริงจะ เปลี่ยนแปลงไปตามขนาดของลวดสปริง ดังนั้นจึงอาจเขียนในรูปสมการที่ใช้หาค่าความต้านแรง ของวัสดุลวดสปริงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใดๆ ได้ดังนี้คือ

$$\sigma_u = \frac{A}{d^x} \quad (2-98)$$

$$\tau_n = \frac{B}{d^y} \quad (2-99)$$

โดยที่	σ_u	คือความต้านแรงดึงต่ำสุด
	τ_n	คือความต้านแรงเฉือนทนทาน
	d	คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดสปริงเป็น mm

ค่าคงที่โดยประมาณของสมการที่ (2-98) และสมการที่ (2-99) แสดงไว้ในตารางที่ ก-18 ค่าความต้านแรงมีหน่วยเป็น N/mm^2

สำหรับค่ามอดุลัสความยืดหยุ่นและมอดุลัสเฉือนของวัสดุในตารางที่ ก-18 ให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ (ยกเว้นเหล็กกล้าไร้สนิม)

$$E = 200 \text{ kN/mm}^2 \quad G = 80 \text{ kN/mm}^2$$

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิมให้ใช้

$$E = 180 \text{ kN/mm}^2 \quad G = 70 \text{ kN/mm}^2$$

สำหรับค่าความต้านแรงเฉือนครากให้ใช้ค่าประมาณ

$$\tau_y = 0.60\sigma_u \quad \text{สำหรับวัสดุทั่วไป}$$

$$\tau_y = 0.47\sigma_u \quad \text{สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิม}$$

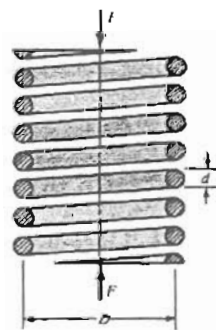
2.11.3 ความเค้นในสปริงขดรับแรงกด พิจารณาสปริงขดซึ่งรับแรงกด F ในแนวแกนของสปริงดังภาพที่ 2-27 (ก) และให้

D_o คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของขดสปริง

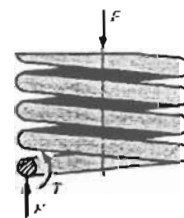
D_i คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของขดสปริง

$D = (D_o + D_i) / 2$ เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของขดสปริง

d คือเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดสปริง



(ก) แรงกดกระทำในแนวแกนของสปริง



(ข) แผนภาพวัตถุอิสระแสดงว่าลวดอยู่ภายใต้แรงเฉือนและโมเมนต์บิด

ภาพที่ 2-27 สปริงขด

ที่มา : Joseph Edward Shigley and Charles R. Mischke. Mechanical engineering design. 5th ed. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.

ให้ตัดส่วนหนึ่งของสปริงออกมาพิจารณาจะเห็นว่า ลวดสปริงอยู่ภายใต้แรงภายใน F และโมเมนต์บิด T ดังภาพที่ 2-27 (ข) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดในลวดสปริงคือ

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (2-100)$$

ถ้าให้ $C=D/d$ ซึ่งเรียกว่าดัชนีสปริง สมการที่ (10.3 ข) สามารถที่จะจัดรูปใหม่ได้เป็น

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2-101)$$

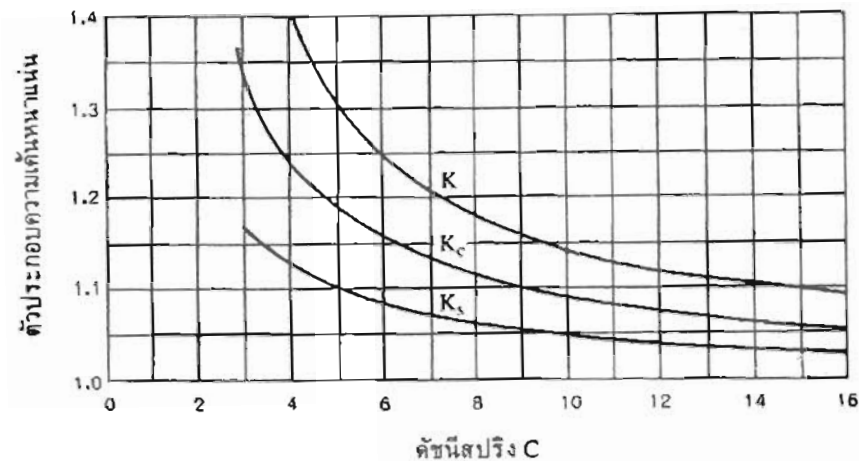
โดยที่ $K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$

ค่า K_s นี้เรียกว่า ตัวประกอบความเค้นเฉือน (Shear Stress Correction Factor) ซึ่งเป็นค่าที่ทำให้ความเค้นเฉือนในสปริงเพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากความเค้นเฉือนตรง F/A ในสปริงเส้นลวดบิดวนไปตามความโค้งของสปริง ทำให้ความเค้นสูงสุดเกิดขึ้นบริเวณด้านในของขดสปริง วาห์ล (Wahl) จึงได้เพิ่มตัวประกอบความโค้ง (Curvature Correction Factor) K_c เข้าไปในสมการ โดยมีค่า K เป็นตัวประกอบความเค้นของวาห์ล (Wahl's Factor) โดยหาได้จากสมการ

$$\begin{aligned} K &= K_c K_s \\ &= \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \end{aligned} \quad (2-102)$$

หรืออ่านค่าได้จากภาพที่ 2-28 ดังนั้นสมการที่(2-102) จึงกลายเป็น

$$\begin{aligned} \tau &= K \frac{8FD}{\pi d^3} \\ &= K \frac{8FC}{\pi d^2} \end{aligned} \quad (2-103)$$



ภาพที่ 2-28 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับสปริงรับแรงดึงและแรงกด
ที่มา : วัทธิธิ อิงภากรณ์, ชชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1, กรุงเทพฯ :
ซีเอ็ดยูเคชั่น, 2537.

2.11.4 การยืดหดของขดสปริง ถ้าสปริงมีความยาว L ระยะยุบตัวทั้งหมดคือ

$$\delta = \frac{TDL}{2GJ} \quad (2-104)$$

เมื่อจำนวนขดทำการ (Active Coils) เท่ากับ n ขด ความยาว L โดยประมาณของ
สปริง n ขด เท่ากับ πDn เมื่อ $T = FD/2$ และ $J = (\pi/32)d^4$ ดังนั้น

$$\text{ระยะยุบตัว} \quad \delta = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8FC^3n}{Gd} \quad (2-105)$$

2.11.5 ความแข็งดึงของสปริง (Spring Stiffness) หรือ อัตราสปริง (Spring Rate) แสดง
ได้ด้วยสมการ

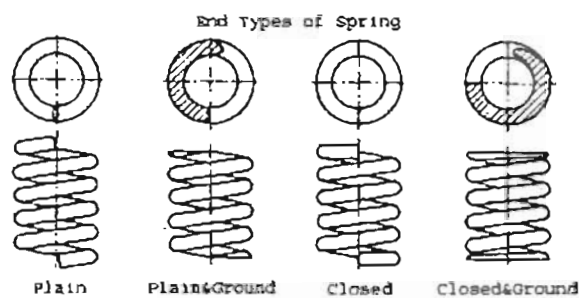
$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{Gd^4}{8D^3n} = \frac{Gd}{8C^3n} \quad (2-106)$$

ค่า k นี้เป็นค่าสำคัญที่ผู้ใช้ต้องเลือกให้ถูกต้องกับงาน

2.11.6 จำนวนขดทำการ สปริงโดยทั่วไปจะมีลักษณะปลายทั้ง 2 ด้านดังภาพที่ 2-29
บางครั้งเมื่อต้องการให้สปริงสัมผัสกับสิ่งที่สปริงกดติดอยู่มากที่สุด จึงนิยมตัดปลายสปริงออก
ทำให้เสียผลในการเป็นสปริงไปมาก ในการคำนวณจึงไม่คิดถึงขดส่วนปลายจึงตัดทิ้ง จำนวนขด

ที่เหลือเรียกว่าขดทำการ n เมื่อจำนวนขดจริงทั้งหมดเท่ากับ n_t แล้ว ขดทำการของสปริงแต่ละชนิดเท่ากับ

ปลายธรรมดา (Plain Ends)	$n = n_t$
ปลายธรรมดาและเจียรนัย (Plain & Ground Ends)	$n = n_t - 1$
ปลายปิด (Closed Ends)	$n = n_t - 1.5$
ปลายปิดและเจียรนัย (Closed & Ground Ends)	$n = n_t - 2$



ภาพที่ 2-29 รูปแบบปลายสปริงขดรับแรงกด

2.11.7 ความเผื่อการกดติด ความยาวของสปริงขดในขณะไม่มีแรงภายนอกมากระทำ เรียกว่า ความยาวอิสระ L_f เมื่อมีแรงภายนอกมากดสปริงขดนี้ให้ทุกขดติดกันพอดี ความยาวของสปริงขดขณะนี้เรียกว่า ความยาวแข็งตัว (Solid Height) L_s แรง และความเค้นในขณะนี้เรียกว่า แรงแข็งตัว (Solid Force) และความเค้นแข็ง (Solid Stress) ตามลำดับ สำหรับการออกแบบสปริงให้รับแรง F สูงสุดขณะที่ใช้งาน โดยที่สปริงจะยุบตัวลงไป δ_w ค่า δ_w นี้จะเรียกว่า ระยะยุบตัวใช้งาน ถ้าให้ระยะยุบแข็งตัว (Solid Deflection) δ_s เป็นผลต่างระหว่างความยาวอิสระและความยาวแข็งตัว จะได้ว่า

$$\delta_s = L_f - L_s \quad (2-107)$$

ก็จะทำให้สามารถเผื่อการยุบตัวของสปริงให้มีการยุบตัวของสปริงให้มีการยุบตัวมากกว่าระยะยุบตัวใช้งานได้อย่างมีหลักเกณฑ์พอสมควร โดยใช้ค่าความเผื่อการกดติด (Clash Allowance) ซึ่งมีนิยามว่า

$$\text{ค่าความเผื่อการกดติด} \quad r_c = \frac{\delta_s - \delta_w}{\delta_w} \quad (2-108)$$

ค่าความเผื่อการกดติดนี้เป็นอัตราส่วนที่แสดงถึงเปอร์เซ็นต์ของระยะยุบตัว ที่อาจมีได้เกินกว่าระยะยุบตัวใช้งาน โดยทำหน้าที่ให้ความปลอดภัยแก่การใช้งานยิ่งขึ้นไปอีก ค่า r_c นี้แนะนำให้ใช้ประมาณ 0.20 ซึ่งก็หมายความว่าสามารถใช้สปริงรับแรงเพิ่มขึ้นมากกว่าแรงที่ใช้ออกแบบอีก 20% สปริงทุกชุดจึงจะติดกันหมด จึงเป็นการป้องกันมิให้ผิวหน้าของสปริงเสียหายเนื่องจากการสัมผัสและเสียดสีระหว่างชุดได้ อีกประการหนึ่งถ้าสปริงยุบตัวจนถึงความยาวแข็งตัว สปริงก็จะหมดคุณสมบัติการใช้งานรับแรงสั่นสะเทือนหรืออื่นๆ ตามต้องการไป

ความยาวอิสระและความยาวแข็งตัวของสปริงขึ้นอยู่กับลักษณะของปลายสปริงชุด ซึ่งอาจจะหาค่าโดยประมาณได้จากตารางที่ 2-2

ตารางที่ 2-2 ค่าประมาณของความยาวอิสระและความยาวแข็งตัว

ลักษณะของปลายสปริงชุด	ความยาวอิสระ (L_f)	n_1	ความยาวแข็งตัว(L_s)
ปลายธรรมดา	$Pn+d$	n	$d(n+1)$
ปลายธรรมดาและเจียรไน	$Pn+d$	$n+1$	$d(n+1)$
ปลายตรง	$Pn+2.5d$	$n+1.5$	$d(n+2.5)$
ปลายตรงและเจียรไน	$Pn+2d$	$n+2$	$d(n+2)$

การออกแบบสปริงมักจะต้องใช้วิธีทดลองแก้ความคลาดเคลื่อน (Trial-and-Error) บางครั้งก็มีข้อจำกัดอย่างอื่นซึ่งทำให้การออกแบบยากขึ้นไปอีก เช่น ขนาดจำกัดของช่องสำหรับใส่ชุดสปริง เป็นต้น โดยปกติแล้วสปริงชุดจะขยายตัวกว้างออกเล็กน้อยเมื่ออยู่ภายใต้แรงกด ดังนั้นในกรณีที่มีช่องว่างจำกัดก็อาจจะต้องเหลือช่องไว้โดยรอบสปริงประมาณ $d/4$

2.11.8 การคำนวณเกี่ยวกับสปริงชุดอาจจะแบ่งออกได้เป็น 2 วิธีคือ

2.11.8.1 ให้คิดว่าแรงที่มากกระทำต่อตัวสปริงเป็นอยู่แบบหนึ่ง แล้วคิดว่าแรงที่กระทำกับสปริงนั้นจัดอยู่ในงานประเภทใด ซึ่งแบ่งออกเป็น

ก) งานเบา (Light Service) หมายถึงแรงที่มากกระทำตลอดอายุการใช้งานของสปริงไม่เกิน 10^4 ครั้ง

ข) งานปานกลาง (Average Service) หมายถึงแรงที่มากกระทำตลอดอายุการใช้งานของสปริงอยู่ระหว่าง 10^4 ถึง 10^6 ครั้ง

ค) งานหนัก (Severe Service) หมายถึงแรงที่มากกระทำตลอดอายุการใช้งานของสปริงมากกว่า 10^6 ครั้ง

2.11.8.2 ให้พิจารณาว่าแรงเปลี่ยนแปลงจากค่าสูงสุดไปถึงต่ำสุด แล้วคำนวณออกแบบสปริงโดยใช้สมการลักษณะเดียวกับของไฮเดอร์เบอร์ก สำหรับการคำนวณโดยวิธีนี้

เหมาะสำหรับงานที่ต้องการให้สปริงมีอายุการใช้งานไม่จำกัด (Indefinite Life) ซึ่งจะได้กล่าวถึงภายหลัง

2.11.9 การออกแบบสปริงขดโดยคิดแรงให้อยู่หนึ่ง ในการออกแบบสปริงขดโดยคิดให้แรงอยู่หนึ่ง ให้ผู้ออกแบบใช้ค่าของความเค้นเฉือนที่แสดงอยู่ในตารางที่ 2-3 เป็นค่าความเค้นออกแบบ แต่ถ้าสามารถได้ข้อมูลที่แน่นอนจากผู้ผลิตวัสดุสำหรับลวดสปริงได้ก็ควรที่จะใช้ค่านั้นแทน

ตารางที่ 2-3 ค่าความเค้นเฉือนออกแบบสำหรับวัสดุสปริง

วัสดุลวดสปริง	ความเค้นเฉือนออกแบบ τ_d		
	งานเบา	งานปานกลาง	งานหนัก
Hard drawn wire (ASTM A227)	$0.344\sigma_u$	$0.275\sigma_u$	$0.244\sigma_u$
Stainless steel (ASTM A313)	$0.320\sigma_u$	$0.260\sigma_u$	$0.210\sigma_u$
วัสดุอื่นในตารางที่ ก-18	$0.405\sigma_u$	$0.324\sigma_u$	$0.263\sigma_u$

สำหรับขนาดมาตรฐานของเส้นลวดสปริงในระบบหน่วยเอสไอนี้ ยังมิได้มีการตกลงกันระหว่างประเทศต่าง ๆ ให้เป็นที่แน่นอน ดังนั้นจึงแนะนำให้ใช้ค่าต่อไปนี้เป็นค่าที่ทดลองเลือกใช้ โดยบอกเป็นมิลลิเมตร ถ้าขนาดลวดที่ต้องการใช้โตกว่าที่ให้ไว้ในที่นี้ ก็ให้ถือเอาตัวเลขที่คำนวณได้เป็นเกณฑ์ ค่าที่แนะนำมีหน่วยเป็น mm คือ

ตารางที่ 2-4 ขนาดลวดที่แนะนำสำหรับการออกแบบสปริง

1.00	1.25	1.50	1.80	2.00	2.25	2.50
2.80	3.20	3.60	4.00	4.50	5.00	5.50
6.00	7.00	8.00	9.00	10.00	11.00	12.50
14.00	16.00	18.00	20.00	22.50	25.00	

ทางด้านการผลิตสปริงพบว่า ถ้าสปริงมีดัชนี C น้อย การม้วนหรือขดสปริงจะประสบปัญหาเรื่องการแตกร้าวของสปริง หรืออีกนัยหนึ่งคือการม้วนสปริงให้มีความโค้งมากจนเกินไป จะทำได้ยาก ดังนั้นในการออกแบบสปริงควรจะให้มียอดดัชนีสปริงมากพอสมควร โดยปกติแล้วไม่ควรจะให้น้อยกว่า 3 สปริงขดที่รับแรงกดที่ใช้งานอยู่ส่วนมากจะมีดัชนีสปริงอยู่ระหว่าง 5 ถึง 10 ทั้งนี้เพราะทำให้ไม่มีปัญหาทางด้านการผลิตและมีความยืดหยุ่นสูง ทนต่อแรงกระแทกได้ดี

ถึงแม้ว่าในการใช้งานสปริงขดจะไม่ถูกกดจนแข็งตัว แต่ในขณะที่ทำการติดตั้งสปริงหรือทำการซ่อมแซมชิ้นส่วนก็อาจจะมีการกดสปริงเข้าออกจนถึงความยาวแข็งตัวได้ เพื่อป้องกัน

ความเสียหายของสปริง ในการออกแบบจึงจะให้ความเค้นเฉลี่ยในขณะที่สปริงถูกกดจนขีดทุกขีดติดกันหมดน้อยกว่าค่า τ_y ของวัสดุเสมอ

2.11.10 การตกกระแทกของวัตถุบนสปริงกด ในบางครั้งอาจจะนำสปริงกดไปใช้ในการดูดพลังงานจากวัตถุที่ตกลงมากระแทก ตัวอย่างเช่น การใช้สปริงรองรับอยู่ด้านล่างของลิฟต์ เพื่อป้องกันการกระแทกเมื่อลิฟต์เลื่อนเกินขั้นสุดท้าย (Over Running) เป็นต้น

เมื่อวัตถุหนัก w N ตกลงมากระแทกสปริงให้ยุบตัวลงไปเป็นระยะ δ งานที่วัตถุนี้กระทำต่อสปริงต้องมีค่าเท่ากับงานที่เก็บอยู่ในตัวสปริง หรือ

$$w(h + \delta) = \frac{F_\delta}{2} \quad (2-109)$$

โดยที่ h คือระยะทางที่ตกลงมา

F คือแรงในสปริง

จากสมการที่ (2-109) ทำให้สมการคำนวณหาแรงในสปริง เพื่อนำไปใช้ในการเลือกขนาดของสปริงที่พอเหมาะได้

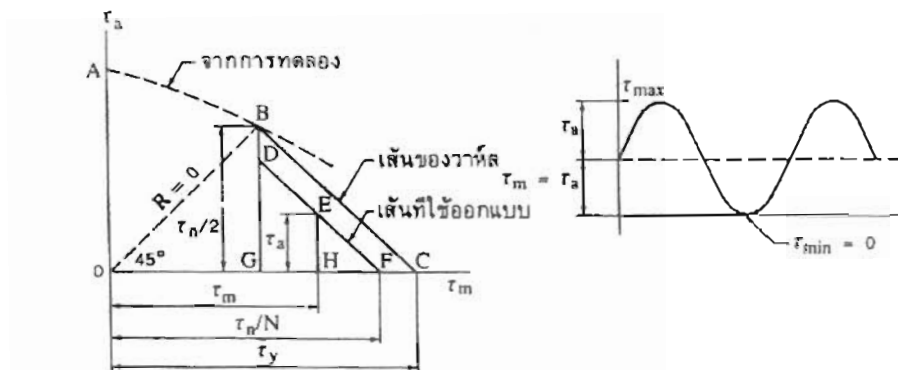
2.11.11 การออกแบบสปริงกดภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

สปริงกดส่วนมากจะรับแรงที่มีการเปลี่ยนแปลงจากค่าต่ำสุดเป็นวัฏจักร ดังนั้นสปริงประเภทนี้จึงมักจะเสียหายเนื่องจากการล้า ถ้าแรงที่มากกระทำตลอดอายุการใช้งานของสปริงมีจำนวนครั้งนับไม่ถ้วน (มีค่ามากกว่า 10^6 ครั้งขึ้นไป) สปริงนั้นมักจะออกแบบให้มีอายุการใช้งานไม่จำกัด วิธีการออกแบบที่นำมาใช้ก็ดัดแปลงมาจากวิธีการของไซเดอร์เบิร์ก ทั้งนี้เพราะสปริงกดที่ใช้งานอยู่ทั่วไปจะไม่ใช้รับแรงกระทำซ้ำสองทิศทาง แต่จะรับแรงที่กระทำซ้ำทิศทางเดียวดังในภาพที่ 2-30 (ข) วาห์ลจึงได้เสนอเส้นที่แสดงการเสียหายของสปริงบนแผนภาพ $\tau_s - \tau_m$ ดังภาพที่ 2-30 (ก) เส้น AB เป็นเส้นที่แสดงการเสียหายของสปริงที่ได้จากการทดลอง ถ้าคิดให้แรงที่กระทำต่อสปริงกดเริ่มจากค่าศูนย์

$$R = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = 0 \quad (2-110)$$

ดังนั้น

$$\tau_m = \tau_s = \frac{\tau_{max}}{2} \quad (2-111)$$



(ก) แผนภาพแสดงเส้นที่ใช้ออกแบบสปริงของวาล์ว (ข) แรงกระทำซ้ำที่ศทางเดียว

ภาพที่ 2-30 แรงเปลี่ยนแปลง

ที่มา : วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

นั่นคือเส้น OB เป็นเส้นที่จำกัดขอบเขตของความเค้นในสปริงชุด วาล์ว ได้กำหนดเส้นแสดงการเสียหายของสปริงโดยประมาณคือ ลากเส้นจากจุด B มายังจุด C ดังในภาพที่ 2-30 (ก) ถ้าความเค้นสูงสุดในสปริงเท่ากับแรงต้านความเค้นทนทาน τ_n ความสูง BG จะเท่ากับ $\tau_n/2$ ในการออกแบบจะต้องใช้ค่าความปลอดภัยด้วย ดังนั้นเส้นที่ใช้ออกแบบก็คือเส้น DF ค่าความปลอดภัยนี้จะแนะนำให้ใช้ไม่ต่ำกว่า 1.15 ถ้าจุด E เป็นจุดที่ความเค้นเฉือนเกิดขึ้นในสปริงชุด สมการที่ใช้ในการออกแบบจะหาได้จากการพิจารณาสามเหลี่ยมคล้าย EFH และ BCG ดังนี้คือ

$$\frac{HF}{GC} = \frac{EH}{BG} \quad (2-112)$$

$$\frac{(\tau_y/N) - \tau_m}{\tau_y - (\tau_n/2)} = \frac{\tau_s}{(\tau_n/2)} \quad (2-113)$$

ซึ่งสามารถจัดรูปแบบใหม่ได้เป็น

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m - \tau_s}{\tau_y} + \frac{2\tau_s}{\tau_n} \quad (2-114)$$

ความเค้นเฉือน τ_m และ τ_s จะคำนวณได้โดยการใช้สมการที่ (2-103) แต่ไม่มีความจำเป็นที่จะใช้ค่าตัวประกอบความโค้ง K_c ในการคำนวณหาความเค้นเฉือนเฉลี่ย τ_m ดังนั้นความเค้นเฉือน τ_m และ τ_s จึงคำนวณได้จากสมการ

$$\tau_s = K \frac{8F_s D}{\pi d^3} = K \frac{8F_s C}{\pi d^2} \quad (2-115)$$

$$\tau_m = K_s \frac{8F_m D}{\pi d^3} = K \frac{8F_m C}{\pi d^2} \quad (2-116)$$

บ่อยครั้งที่สปริงที่ใช้งานจะถูกกดเอาไว้ก่อนแล้ว เช่น สปริงสำหรับวาล์วในเครื่องยนต์ ดังนั้นแรงที่สปริงจึงเริ่มจากค่าที่ไม่เท่ากับศูนย์ไปจนถึงค่าสูงสุด ในกรณีเช่นนี้ τ_{min} ไม่เท่ากับศูนย์ การหาสมการสำหรับออกแบบก็ทำได้ในทำนองเดียวกันกับภาพที่ 2-30 (ก) โดยลากเส้น R ไม่เท่ากับศูนย์ไปตัดเส้น BC อย่างไรก็ดีตามในทางปฏิบัติผู้ออกแบบมักจะใช้สมการที่ (2-114) ในการออกแบบแทน ซึ่งก็จะได้ขนาดของสปริงขดที่ปลอดภัยยิ่งขึ้นไปอีก

2.11.12 สปริงขดแบบดึง สปริงขดแบบดึง (Tension Spring) มีใช้งานอยู่ไม่น้อยกว่าสปริงขดแบบกด เช่น สปริงสำหรับตาชั่ง เพื่อให้สปริงขดรับแรงดึงได้ ตอนปลายทั้งสองข้างของสปริงจึงมักทำเป็นขอหรือเป็นห่วงเพื่อใช้เกี่ยวกับสิ่งที่ต้องการให้ออกแรงดึง ในบางครั้งสปริงขดแบบดึงจะผลิตออกมาให้ขดอัดแน่นด้วยแรงจำนวนหนึ่งเรียกว่า แรงดึงขั้นต้น (Initial Tension) ซึ่งหมายถึงแรงที่ใช้ดึงสปริงจนกระทั่งถึงจุดที่ขดจะแยกออกจากกัน (ยังไม่มีการยืด) ดังนั้นจะใช้กฎของฮุกเลยไม่ได้จนกว่าแรงดึงภายนอกจะเอาชนะแรงดึงขั้นต้นแล้ว

ถ้าให้ F คือแรงภายนอกทั้งหมดที่ใช้ดึงสปริง
 F_i คือแรงดึงขั้นต้น

$$F = F_i + k\delta \quad (2-117)$$

สมการที่ (2-103) และสมการที่ (2-105) ก็ยังสามารถนำมาใช้คำนวณหาค่าความเค้นเฉือนและระยะยืดตัวได้ แต่แรงที่ทำให้เกิดความเค้นในสปริงจริงๆ จะเท่ากับ $F - F_i$ ดังนั้นถ้าสปริงไม่มีแรงดึงขั้นต้น แล้วสมการที่ผ่านมาก็นำไปใช้ได้โดยไม่ต้องมีการเปลี่ยนแปลงใดๆ ความเค้นเนื่องจากแรงดึงขั้นต้นหาได้จากสมการที่ (2-103) โดยให้ค่า $K = 1$ (ไม่มีผลจากความเค้นหนาแน่น) ตัวอย่างของความเค้นขั้นต้น τ_i ของผู้ผลิตสปริงขดหนึ่งแห่งแสดงในตารางที่ 2-5 ซึ่งมีค่าเปลี่ยนไปตามดัชนีสปริง

ตารางที่ 2-5 ความเค้นชั้นต้นของสปริงชนิดแบบดิ่ง

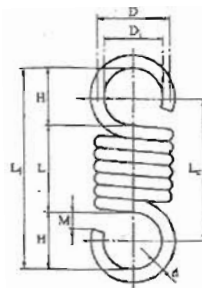
C	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	15
τ_i N/mm ²	165	155	138	124	112	100	90	80	73	67	48

ถึงแม้ว่าสปริงชนิดแบบดิ่งจะคล้ายกับแบบกดและสามารถใช้สมการในการคำนวณร่วมกันได้ แต่มีข้อควรระวังในการออกแบบเพราะจะมีความแตกต่างกันดังนี้คือ

2.11.12.1 สปริงชนิดแบบดิ่งสามารถที่จะดิ่งให้ยืดออกได้มากจนความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นสูงกว่าความต้านแรงเฉือนครากของวัสดุได้ แต่สปริงชนิดแบบกดจะยุบตัวลงได้ถึงความยาวแข็งตัวเท่านั้น

2.11.12.2 ปลายของสปริงชนิดแบบดิ่งต้องงอให้เป็นขอสำหรับเกี่ยว ทำให้เกิดความเค้นที่ขอและค่าความเค้นหนาแน่นที่ขอก็อาจจะมีค่าสูงมากได้ ดังนั้นจึงต้องตรวจสอบความเค้นดัดที่ขอด้วย โดยใช้ทฤษฎีของคานโค้ง (Curved Beam) ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ 2.2

จากข้อแตกต่างระหว่างสปริงชนิดแบบดิ่งและแบบกดดังกล่าวมาแล้ว จึงแนะนำให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนออกแบบสำหรับสปริงชนิดแบบดิ่งเพียง 80% ของค่าที่ให้ไว้ในตารางที่ 2-2 สัดส่วนโดยทั่วไปของสปริงชนิดแบบดิ่งที่นิยมใช้กันมากจะดูได้จากภาพที่ 2-31



ภาพที่ 2-31 สปริงชนิดแบบดิ่งซึ่งมีขอกกลมในแนวศูนย์กลางขด

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

โดยที่

$$D_i = D - d$$

$$H = D_i \text{ สำหรับขอกกลม (Full Hook)}$$

$$M = D_i^3$$

$$L = d(n+1)$$

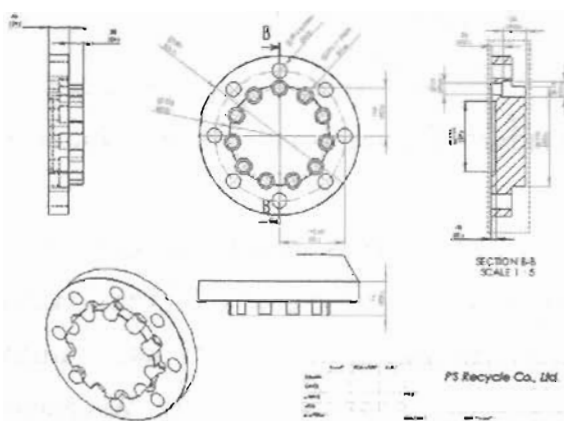
$$L_i = L + 2D_i$$

$$L_c = L + D_i$$

2.12 คอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ

2.12.1 คอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ (CAD : Computer-Aided Design) จะช่วยในการปรับปรุงประสิทธิภาพการผลิต และกระบวนการออกแบบในด้านความถูกต้อง ความสะดวก และสามารถดัดแปลงได้โดยวิธีทางกราฟิก ตลอดจนการปฏิบัติการที่ซับซ้อนของการวิเคราะห์ การออกแบบด้วยความเร็วสูงจนน่าประหลาดใจ และการจัดเก็บ การเรียกคืนของข้อมูลด้วยความแน่นอนและรวดเร็ว ดังนั้นระบบคอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ (CAD) เป็นการผสมผสานที่สำคัญของคุณลักษณะที่ดีที่สุดของมนุษย์ผู้ออกแบบและคอมพิวเตอร์ เพื่อให้บรรลุถึงแบบที่ดีที่สุดที่สามารถเป็นไปได้ของผลิตภัณฑ์และกรรมวิธีการผลิต (Singh,1996)

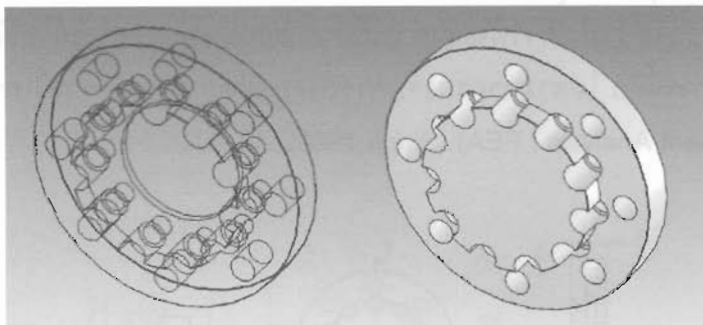
2.12.2 แบบจำลองเรขาคณิต แต่เดิมการฝึกเขียนแบบจำลองเรขาคณิตนั้น (Geometric Modeling) วัตถุจะถูกแสดงอยู่ในมุมมองของภาพ 2 มิติ ในการที่จะแสดงส่วนต่างๆ ให้เห็นอย่างสมบูรณ์นั้น ต้องการมุมมองโดยทั่วไป 3 มุมมอง คือ รูปด้านบน รูปด้านหน้าและรูปด้านข้าง ในมุมมองเหล่านี้ข้อมูลทางเรขาคณิต (Geometric) และการรวมตัวกันทางเรขาคณิต (Topological) จะทำให้เห็นวัตถุจากมุมมองในทิศทางต่างๆ มุมมองต่างๆ ของชิ้นส่วนแสดงอยู่ในภาพที่ 2-32 ในการที่จะเชี่ยวชาญในการเขียนแบบด้วยวิธีนี้จำเป็นต้องฝึกฝนอย่างมาก ความผิดพลาดในการเขียนแบบมักจะเกิดขึ้นบ่อยๆ ในการเขียนรูปแฉด 2 มิติ (CAD 2D) มุมมองต่างๆ ก็ยังใช้กันอย่างกว้างขวาง ในวิธีการนี้คอมพิวเตอร์จะทำหน้าที่เสมือนกับกระดาษเขียน และคีย์บอร์ดกับเมาส์ก็ทำหน้าที่เสมือนกับดินสอ ฟังก์ชันต่างๆ เช่น การลบ การทำใหม่ และการคัดลอก ซึ่งปัจจุบันนั้นถูกรองรับอย่างมีประสิทธิภาพด้วยระบบแคด (CAD) นี้ อย่างไรก็ตาม กิตติฟังก์ชันพื้นฐานบางอย่างในการพัฒนาการเขียนแบบมุมมองต่างๆ ก็ยังคงใช้ได้อยู่ ปัญหาหลักอีกอย่างในวิธีการนี้คือ ไม่สามารถรองรับการประยุกต์ต่อมา เช่น การวิเคราะห์ไฟไนต์อีลิเมนต์ (Finite Element Analysis : FEA) (Singh,1996)



ภาพที่ 2-32 แสดงมุมมองต่างๆ ในการเขียนแบบ

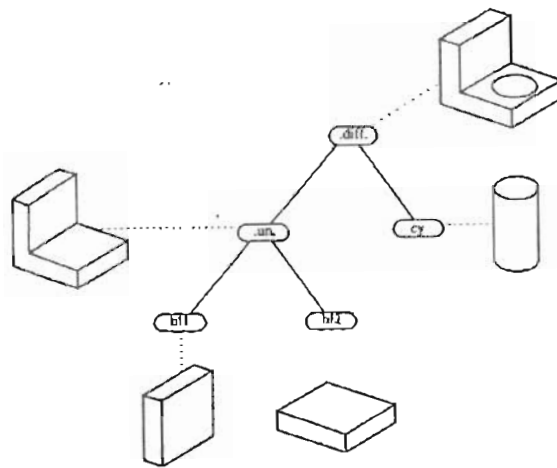
การพยายามในการแก้ปัญหาวิธีการต่าง ๆ มากมายถูกพัฒนาขึ้นมากกว่า 2 ทศวรรษในวิธีการเหล่านี้แบบจำลองของชิ้นส่วน 3 มิติ ถูกสร้างขึ้นมาโดยตรง สำหรับการเขียนแบบ 2 มิติสามารถสร้างได้โดยใช้คอมพิวเตอร์ถ้าต้องการ นอกจากนี้แบบจำลองเหล่านี้ยังรองรับการใช้ประโยชน์ทางวิศวกรรม เช่น การวิเคราะห์ไฟไนต์อีลิเมนต์ (Finite Element Analysis : FEA) การคำนวณคุณสมบัติมวล (Mass Property Calculation) และการวางแผนกระบวนการ (Process Planning) สิ่งเหล่านี้จะนำเราไปสู่ความอัตโนมัติทางวิศวกรรมอย่างเต็มรูปแบบ ในวิธีการนี้การสร้างแบบจำลองพื้นฐานทางเรขาคณิตจะมีประโยชน์กับผู้ออกแบบ ประเภทของแบบจำลองเรขาคณิต ได้แก่แบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe Modeling) แบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) และแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling)

2.12.2.1 แบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe Modeling) เป็นแบบจำลองที่แสดงให้เห็นจะประกอบด้วยจุดและเส้น ถึงแม้ว่าการทำแบบจำลองนั้นจะง่ายและตรงตามแนวคิดแต่มันก็ยังมีความท้าทายต่าง ๆ เช่น ในการนำเสนอโครงสร้างเส้น (Wireframe) ขอบที่แท้จริง (เส้นรอบรูปหรือภาพเงา) ไม่ได้ถูกทำให้มาโดยปกติ เช่น รูปทรงกระบอกจะถูกแสดงโดยขอบ 3 ด้านนั่นคือ วงกลม 2 วง และหนึ่งเส้นตรง แต่เส้นตรงนั้นไม่เพียงพอที่จะแสดงเส้นรอบรูปหรือเงาของทรงกระบอก การสร้างแบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe Modeling) โดยทั่วไปจะมีผลต่อผู้ใช้ในการป้อนข้อมูลที่มากกว่าของแบบจำลองแบบโซลิด (Solid Modeling) โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับส่วนที่ใหญ่และซับซ้อน แสดงดังภาพที่ 2-33



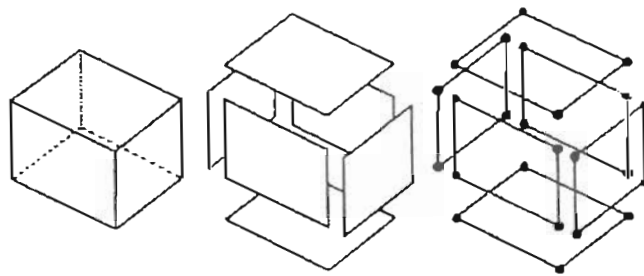
ภาพที่ 2-33 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองโครงสร้างเส้นและแบบจำลองโซลิด

2.12.2.2 แบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) ถูกใช้กันอย่างกว้างขวางในการสร้างแบบจำลอง ซึ่งวัตถุถูกกำหนดขอบเขตของผิวหน้าไว้ ระบบแบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) นั้นประกอบด้วยกำหนดของผิวหน้า ขอบ และจุด แบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) เป็นอีกก้าวหนึ่งของแบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe Modeling) แสดงดังภาพที่ 2-34 ตัวอย่างเช่น มันไม่ได้ประกอบด้วยเพียงแค่ข้อมูลของโครงสร้างเส้น (Wireframe) แต่ยังประกอบไปด้วยข้อมูลอื่นๆ อีก เช่น การเชื่อมต่อกันของผิวหน้า 2 อย่าง แบบจำลอง



ภาพที่ 2-37 แสดงวิธีการสร้างแบบโครงสร้างเรขาคณิตทรงตัน

2.12.3.2 แบบแสดงแทนขอบเขต (Boundary Representation : B-REP) แสดงดังภาพที่ 2-38 การสร้างแบบจำลองของชิ้นส่วนโดยใช้วิธีเงื่อนไขในการนำเสนอ นั้นผู้ออกแบบพยายามที่จะกำหนดผิวหน้าของชิ้นส่วนเป็นคร่าวๆ แล้วผิวหน้าจะถูกกำหนดโดยขอบ และขอบนั้นอาจจะถูกกำหนดโดยจุด ผิวหน้า ขอบ และจุดรวมยอด สิ่งที่ได้กล่าวมานั้นจะถูกพิจารณาว่าเป็นส่วนประกอบพื้นฐานของแบบแสดงแทนขอบเขต



ภาพที่ 2-38 แสดงแบบจำลองแบบแสดงแทนขอบเขต

2.13 หลักการของฟีทเจอร์

ในรายละเอียดต่อไปนี้จะเป็นการอธิบายนิยามของฟีทเจอร์ และคุณสมบัติของฟีทเจอร์ (Shah and Mentyala, 1995) ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.13.1 ความหมายของฟีทเจอร์ เราสามารถกล่าวได้ว่า ฟีทเจอร์ (Feature) เป็นตัวแทนของลักษณะสำคัญเชิงวิศวกรรมของรูปทรงเรขาคณิตของชิ้นส่วนหรือชุดชิ้นส่วน (Assembly) โดยพื้นฐานแล้วสามารถบ่งถึงคุณลักษณะของฟีทเจอร์ได้ดังนี้

2.13.1.1 ฟีทเจอร์เป็นองค์ประกอบทางกายภาพของชิ้นส่วน (เช่น จุด, เส้น, พื้นผิว เป็นต้น)

2.13.1.2 ฟีทเจอร์เป็นการวางแผนสู่การสร้างรูปทรงทั่วไป

2.13.1.3 ฟีทเจอร์มีลักษณะสำคัญทางวิศวกรรม

2.13.1.4 ฟีทเจอร์มีคุณสมบัติที่สามารถทำนายถึงได้

2.13.2 ชนิดของฟีทเจอร์ (Types of Feature) ฟีทเจอร์ใช้แสดงว่าเป็นโมเดลที่เปลี่ยนแปลงหลากหลายลักษณะทางกายภาพของชิ้นส่วนใช้ประโยชน์ การแบ่งระหว่างชนิดความเปลี่ยนแปลงของฟีทเจอร์โดยการใช้การแบ่งชนิดย่อยของฟีทเจอร์ดังต่อไปนี้

2.13.2.1 ฟอรั่มฟีทเจอร์ (Form Feature) เป็นส่วนของเรขาคณิตปกติ รูปร่างเดียวกันหมด

2.13.2.2 ฟีทเจอร์พิกัดความเผื่อ (Tolerance Feature) แยกจากปกติทั้งรูปทรงขนาด ที่ตั้ง

2.13.2.3 ฟีทเจอร์ประกอบ (Assembly Feature) กลุ่มของฟีทเจอร์ที่ประกอบสัมพันธ์กัน

2.13.2.4 ฟังก์ชันฟีทเจอร์ (Function Feature) ชุดของฟีทเจอร์ที่สัมพันธ์กันกับฟังก์ชันเฉพาะ อาจจะรวมถึงเจตนาการออกแบบพารามิเตอร์ที่ไม่เป็นเรขาคณิตสัมพันธ์ กับฟังก์ชันคุณสมบัติการใช้

2.13.2.5 ฟีทเจอร์วัสดุ (Material Feature) ส่วนประกอบของวัสดุ (Material) กรรมวิธีทางความร้อน สภาพวัสดุ และอื่น ๆ

2.13.3 คุณสมบัติของฟีทเจอร์ (Feature Properties) รายละเอียดต่อไปนี้ เป็นคุณสมบัติของฟีทเจอร์ที่รวบรวมจากข้อมูลต่างๆ และรวมขอบเขตของข้อมูลที่มีในแบบจำลองฟีทเจอร์

2.13.3.1 รูปร่างทั่วไป (ทอพอโลยี และ/หรือ เรขาคณิต)

2.13.3.2 พารามิเตอร์ของขนาด

2.13.3.3 พารามิเตอร์ของการบังคับรูปทรงและการบังคับความสัมพันธ์

2.13.3.4 ค่าเริ่มต้นของพารามิเตอร์ต่างๆ

2.13.3.5 กรรมวิธีระบุตำแหน่งและความเกี่ยวพัน

2.13.3.6 พารามิเตอร์ของตำแหน่ง

2.13.3.7 วิธีการกำหนดทิศทาง

2.13.3.8 พารามิเตอร์ของการกำหนดทิศทาง

2.13.3.9 การบังคับที่สัมพันธ์กับขนาด, ที่ตั้ง และการกำหนดทิศทาง ความเป็นไปได้ที่หลายฟีทเจอร์จะอยู่ใกล้กัน

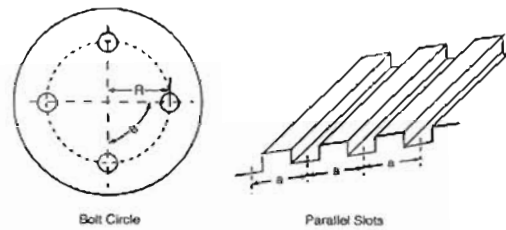
2.13.3.10 พิกัดความเผื่อ

- 2.13.3.11 การสร้างขั้นตอนสำหรับแบบจำลองเรขาคณิต
- 2.13.3.12 อัลกอริทึมที่รู้จัก
- 2.13.3.13 พารามิเตอร์ถูกคำนวณบนพื้นฐานของพีทเจอร์อื่นๆ
- 2.13.3.14 กฎหรือขั้นตอนการถ่ายทอดลักษณะ
- 2.13.3.15 กฎหรือขั้นตอนในการทำให้สามารถใช้งานได้
- 2.13.3.16 การไม่มีคุณลักษณะทางเรขาคณิต (จำนวน, ฟังก์ชัน และอื่นๆ)

2.13.4 คุณสมบัติแบบทั่วไปและคุณสมบัติแบบเฉพาะ (Generic and Specific Properties) แบบจำลองอาจประกอบไปด้วยพีทเจอร์ชนิดเดียวกันหลายหน่วย ตัวอย่างเช่น ชิ้นงานหนึ่งอาจจะมีรูเจาะหลายรู สิ่งนี้ทำให้สามารถแยกคุณสมบัติของพีทเจอร์เป็น 2 ชนิด คือ แบบทั่วไป (Generic) และ แบบเฉพาะ (Specific) ตัวอย่างเช่น รูเจาะทั้งหมดมีคุณสมบัติทั่วไปที่ไม่คำนึงถึงขนาดและที่ตั้งเฉพาะ คุณสมบัติทั่วไปต้องการเพียงแบบมูลฐานสำหรับแต่ละกลุ่มของพีทเจอร์ที่คล้ายกัน รูเจาะที่มีลักษณะเฉพาะก็สามารถอธิบายในรูปคุณสมบัติทั่วไปได้ โดยหลักการทั่วไปรูเจาะมีคุณสมบัติทั่วไปในเชิงคุณลักษณะทางทอพอโลยีซึ่งแสดงในรูปของทางเข้า (Entry) ทางออก (Exit) และพื้นผิวของรูเจาะและการเชื่อมโยงซึ่งกันและกัน เป็นเชิงเรขาคณิตทั่วไป เช่น ผิวของทางเข้าและทางออกคือระนาบส่วนผิวของรูเจาะคือรูปทรงกระบอก แต่โดยทั่วไปเรายังจะระบุถึงรูเจาะในรูปของการบอกขนาดทั่วไปเช่น เส้นผ่านศูนย์กลางและความลึก อีกด้านหนึ่งรูเจาะโมเดลก็มีคุณสมบัติเฉพาะ เช่น ตำแหน่งเฉพาะ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความลึก และอ้างอิงถึงเอนทิตีของแบบจำลอง (เช่นจำนวนของผิวหน้า) ความแตกต่างระหว่างคุณสมบัติทั่วไปและคุณสมบัติเฉพาะขึ้นกับมุมมองด้านการใช้ประโยชน์ของแบบจำลองพีทเจอร์ คุณสมบัติทั่วไประบุถึงคุณสมบัติทางวิศวกรรมที่ชัดเจนและรูปร่างทั่วไปของพีทเจอร์ ซึ่งสามารถใช้ทำนายพฤติกรรมของพีทเจอร์ ส่วนคุณสมบัติเฉพาะชี้ถึงรายละเอียดของที่เฉพาะเจาะจงของการออกแบบ

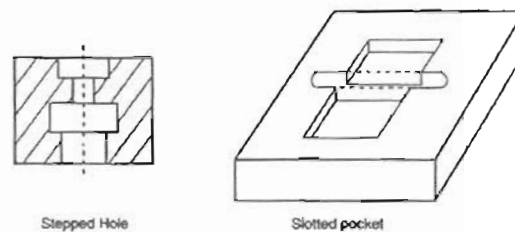
2.13.5 พีทเจอร์ประกอบ (Composite Features) หลายครั้งที่ชิ้นส่วนเดียวกันจะมีพีทเจอร์ที่มีลักษณะคล้ายกันหรือเหมือนกันมีมากกว่า 1 พีทเจอร์ โดยที่สามารถแบ่งพีทเจอร์ที่คล้ายกันออกเป็น 2 กลุ่มความสัมพันธ์ดังนี้

2.13.5.1 ความสัมพันธ์บังเกิดซ้ำ (Recurring Relations) จะเป็นพีทเจอร์ที่มีลักษณะเหมือนกันและซ้ำกัน แสดงดังภาพที่ 2-39 ความสัมพันธ์ลักษณะนี้พีทเจอร์จะมีรูปแบบ (Feature Pattern) ที่เป็นเชิงวงกลมและเชิงเส้น โดยที่วงกลมจะต้องกำหนดมุม (θ) และรัศมี (R) ของวงกลมและในส่วนของเส้นตรงจะต้องกำหนดระยะห่าง (a) ระหว่างพีทเจอร์



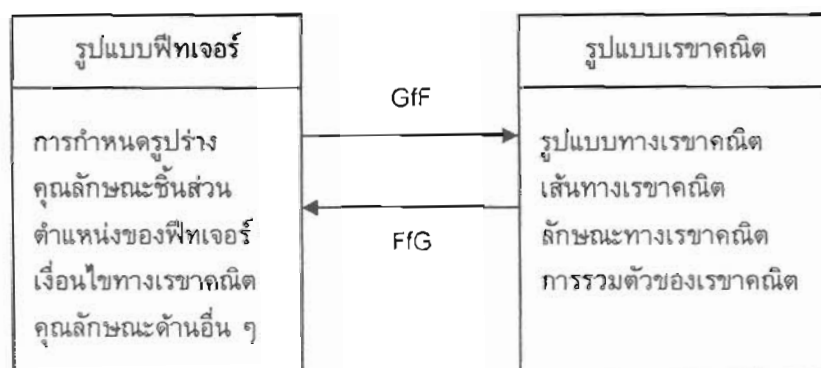
ภาพที่ 2-39 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์บังเกิดซ้ำของฟีทเจอร์

2.13.5.2 ความสัมพันธ์ที่เกิดไม่ซ้ำ (Non-Recurring Relations) จะเป็นฟีทเจอร์ที่มีลักษณะคล้ายกันแต่ไม่ซ้ำกัน ไม่มีรูปแบบฟีทเจอร์ (Feature Pattern) ที่แน่นอน แสดงดังภาพที่ 2-40



ภาพที่ 2-40 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์ที่เกิดไม่ซ้ำของฟีทเจอร์

2.13.6 เทคนิคการสร้างฟีทเจอร์ (Feature Creation Techniques) โดยรวมรูปแบบของฟีทเจอร์เบส (Feature-Based Model) จะประกอบด้วย 2 ส่วนที่สัมพันธ์กันคือ รูปแบบฟีทเจอร์ (Feature Model) กับรูปแบบเรขาคณิต (Geometric Model) แสดงดังภาพที่ 2-41

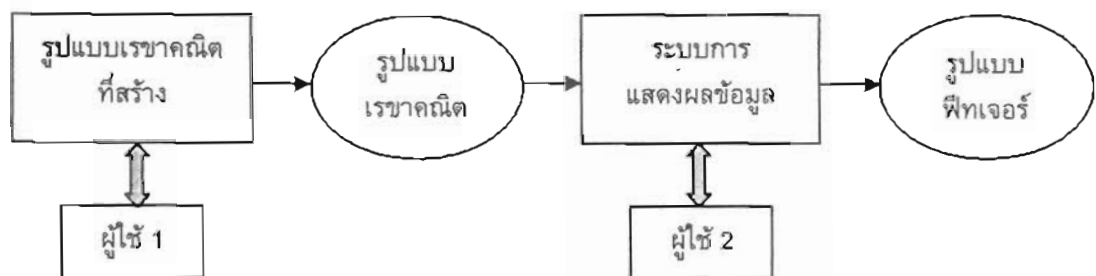


ภาพที่ 2-41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟีทเจอร์กับเรขาคณิต

เทคนิคที่ใช้ในการสร้างฟีทเจอร์ จะแบ่งออกตามการสร้างแบบจำลองฐานฟีทเจอร์ (Feature-based Model) สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทคือ เทคนิคการสร้างฟีทเจอร์โดยใช้รูปร่างทางเรขาคณิต (FfG) และเทคนิคการสร้างรูปร่างทางเรขาคณิตโดยใช้ฟีทเจอร์ (GfF) โดยทั่วไปแล้วกระบวนการเอฟเอฟจี (FfG) จะเรียกว่า ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Feature Recognition) ส่วนกระบวนการจีเอฟเอฟ (GfF) จะเรียกว่า การออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์ (Design by Features)

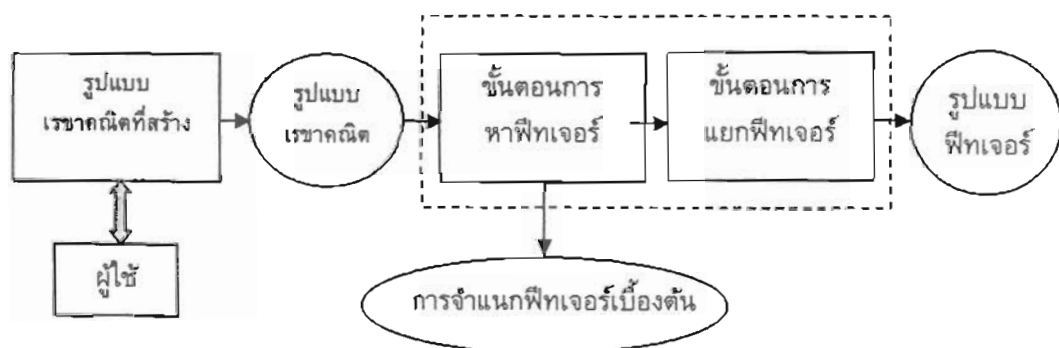
เทคนิคกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์สามารถแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มย่อยได้ดังนี้

2.13.6.1 อินเตอร์แอคทีฟ ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Interactive Feature Recognition) (FfG) รูปแบบทางเรขาคณิตจะถูกสร้างเป็นอันดับแรก จากนั้นฟีทเจอร์จะถูกสร้างโดยมนุษย์ แสดงดังภาพที่ 2-42 โดยที่ผู้ใช้ 1 (User 1) และผู้ใช้ 2 (User 2) อาจเป็นคนเดียวกันได้



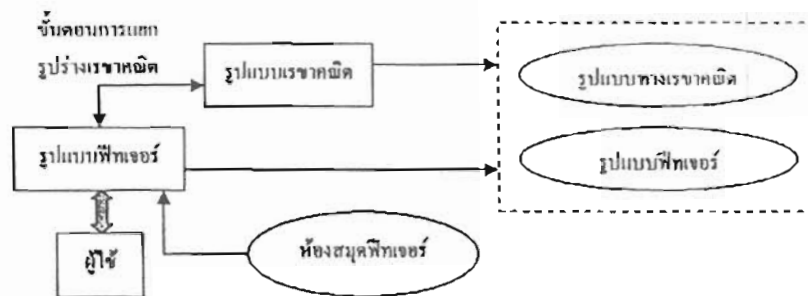
ภาพที่ 2-42 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์แบบอินเตอร์แอคทีฟ ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน

2.13.6.2 ออโตเมติก ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Automatic Feature Recognition) (FfG) รูปแบบทางเรขาคณิตจะถูกสร้างเป็นอันดับแรก จากนั้นจะเป็นกระบวนการของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่จะสร้างฟีทเจอร์โดยอัตโนมัติ แสดงดังภาพที่ 2-14



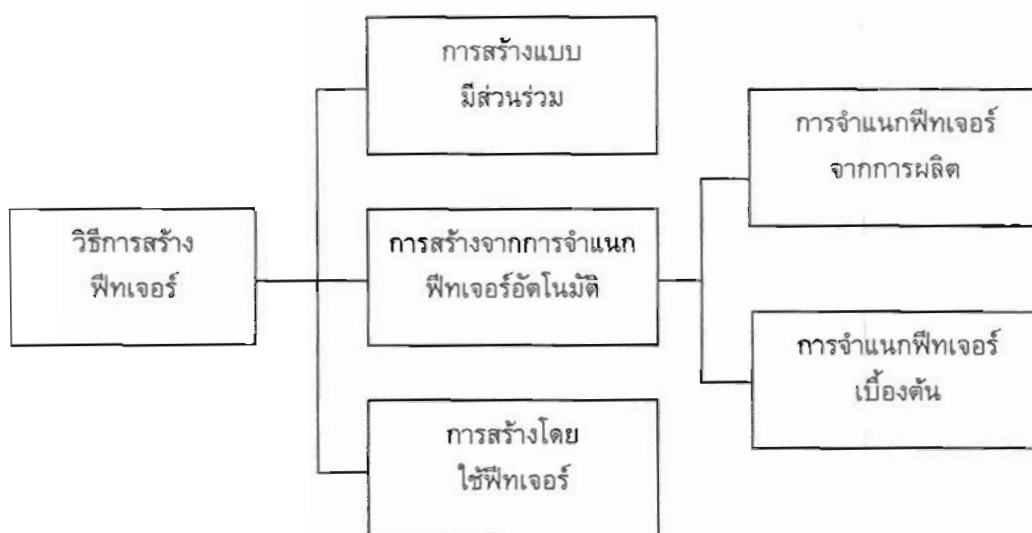
ภาพที่ 2-43 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์แบบออโตเมติก ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน

2.13.6.3 การออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์ (Design by Features) (GfF) เป็นการสร้างชิ้นงานโดยใช้ฟีทเจอร์ แสดงดังภาพที่ 2-44



ภาพที่ 2-44 แสดงกระบวนการออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์

จากกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์ข้างต้นสามารถสรุปได้ แสดงดังภาพที่ 2-45



ภาพที่ 2-45 แสดงสรุปเทคนิคกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์

2.13.7 ฟีทเจอร์กับการออกแบบ (Feature in Design) ฟีทเจอร์ใช้ในงานการออกแบบมากมาย เช่น การสร้างชิ้นงานส่วนทางเรขาคณิต ข้อกำหนดพิกัดความเผื่อ และการออกแบบการประกอบไม่เพียงแต่ที่ใช้เกี่ยวกับระบบแคด (CAD) สามารถที่จะให้เป็นไปได้ในการวิเคราะห์ คือ การวิเคราะห์ความเค้น (Stress) โดยใช้วิธีไฟไนต์อีลีเมนต์ (Finite Element) การกำหนดค่าความสามารถในการผลิตโดยใช้ระบบฐานของกฎ (Rule-Based System) การวิเคราะห์ความไว

ของพิกัดความถี่โดยใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) และการประมาณราคา (Cost Estimation)

การประยุกต์นี้สามารถถูกทำให้เป็นอัตโนมัติ เพียงถ้าผลิตภัณฑ์นั้นเป็นฐานของฟิทเจอร์ที่สามารถที่จะใช้ประโยชน์ได้ ผู้ออกแบบสามารถที่จะทำการตัดสินใจได้ดีกว่า เมื่อได้ใช้การป้อนกลับจากการประยุกต์นี้ สิ่งนี้จะช่วยลดเวลาการพัฒนาผลิตภัณฑ์และหลีกเลี่ยงปัญหาระหว่างการผลิตและบริการ

การสร้างชิ้นส่วนโดยใช้ฐานของฟิทเจอร์ ต่อไปนี้เป็น 2 ข้อประโยชน์ของการใช้ฟิทเจอร์ในการสร้างชิ้นส่วนทางเรขาคณิต

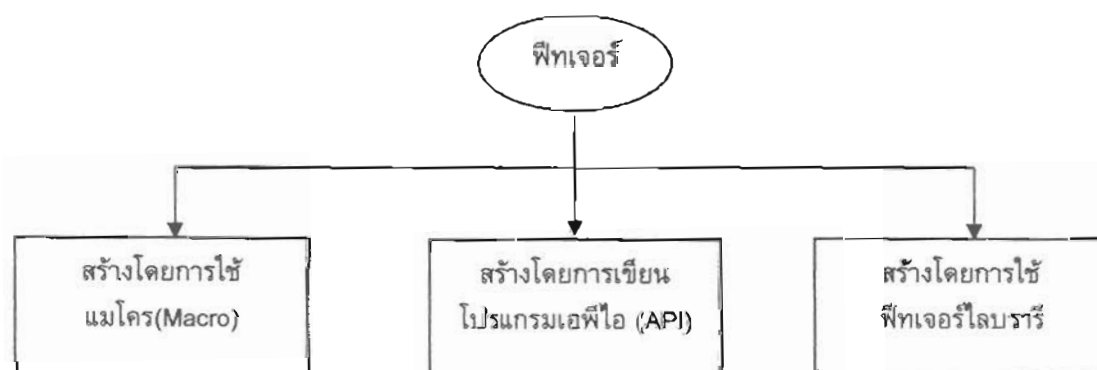
2.13.7.1 ความสะดวกและความเร็วในการสร้างทางเรขาคณิต

2.13.7.2 การแผ่กระจายของการเปลี่ยนแปลงการออกแบบ

ประโยชน์ข้อแรกเป็นไปได้ เพราะฟิทเจอร์สามารถเก็บรวบรวมของเอนติตี้ด้วยการกำหนดเป็นแอตทริบิวต์ในการสร้างฟิทเจอร์ ผู้ใช้ไม่จำเป็นต้องสร้างทุก ๆ สิ่งจากการสเก็ช คุณสมบัติทั่วไปพร้อมกับการกำหนดคลาสของฟิทเจอร์ โดยใช้ประโยชน์ของฟิทเจอร์ไลบรารี (Feature Library) ประโยชน์ข้อที่ 2 ต้องสร้างให้เป็นไปได้เพราะข้อกำหนดทางเรขาคณิตถูกเก็บในรูปของภายในหรือภายนอกของความสัมพันธ์ของฟิทเจอร์ ระบบสามารถแผ่กระจายอัตโนมัติในการเปลี่ยนโดยการเก็บทุกข้อบังคับ

2.14 วิธีสร้างฟิทเจอร์ (Feature)

วิธีการสร้างฟิทเจอร์ (Feature) สามารถแบ่งออกเป็น 3 วิธี ได้แก่ การสร้างด้วยการใช้เทคนิคแบบแมโคร (Macro) การสร้างการเขียนโมดูลเอพีไอ (API-Application Programming Interface) และการสร้างโดยใช้ทางฟิทเจอร์ไลบรารี (Feature Library) ดังภาพที่ 2-46 ซึ่งทั้ง 3 วิธีจะมีข้อดีและข้อด้อยต่างกั้กันดังแสดงใน ตารางที่ 2-5 ตารางที่ 2-6 และตารางที่ 2-7 (ณรงค์ศักดิ์,2545)



ภาพที่ 2-46 แสดงวิธีการสร้างฟิทเจอร์

ตารางที่ 2-5 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยการใช้แมโคร (Macro)

ข้อดี	ข้อด้อย
1. ถ้าเป็นการทำงานที่มีเงื่อนไขเหมือนกัน ทุกครั้งจะทำงานได้เร็วที่สุด 2. ไฟล์มีขนาดเล็กและเรียกใช้งานง่าย	1. ไม่สามารถกำหนดขนาดแตกต่างจากค่าเริ่มต้นได้ 2. ไม่สามารถกำหนดตำแหน่งอื่นๆ ในการสร้างได้ 3. ไม่สามารถแสดงรูปร่างของพีทเจอร์ก่อนเรียกใช้งานได้

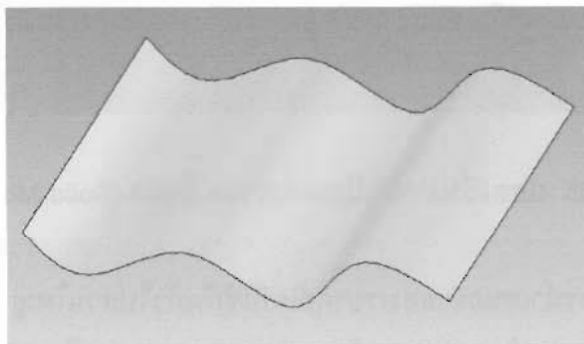
ตารางที่ 2-6 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยการเขียนโปรแกรมเอพีไอ (API)

ข้อดี	ข้อด้อย
1. สามารถสร้างพีทเจอร์ได้หลากหลายขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ 2. สามารถแก้ไขขนาดให้แตกต่างจากค่าเริ่มต้นได้ 3. สร้างพีทเจอร์โดยวิธีการสร้างพีทเจอร์ไลบรารี (Feature Library)	1. ผู้ที่ทำการเขียนโปรแกรม ต้องมีความรู้ด้านเอพีไอ (API) ของโปรแกรม 2. ใช้เวลามากเมื่อเทียบกับวิธีอื่น 3. มีความซับซ้อนมากที่สุดเมื่อเทียบกับวิธีการอื่น

ตารางที่ 2-7 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยวิธีการใช้ไลบรารี

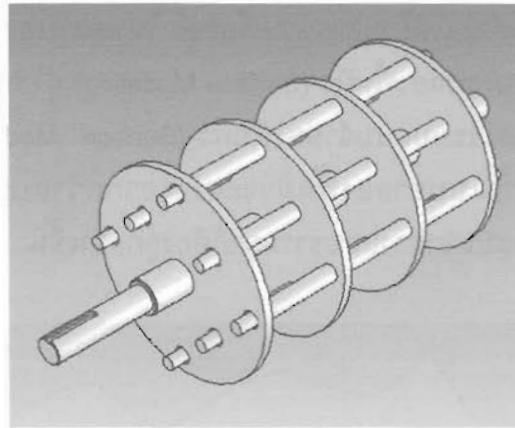
ข้อดี	ข้อด้อย
1. เป็นวิธีการที่ง่ายที่สุด 2. สามารถเห็นรูปร่างของพีทเจอร์ได้ก่อนที่จะเรียกใช้งาน 3. สามารถกำหนดค่าพารามิเตอร์ใหม่ได้ทันที	1. ไม่สามารถกำหนดจุดอ้างอิงที่แน่นอนได้ 2. การแทรกพีทเจอร์ลงในชิ้นงานมีข้อจำกัดบางประการเกี่ยวกับเรื่องคุณสมบัติของพีทเจอร์

พื้นผิวของวัตถุสามารถที่จะทำให้ได้มาของแนวเครื่องตัด ในขณะที่โครงสร้างเส้น (Wireframe) ไม่สามารถทำได้ ในระบบแบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) ผู้ใช้บางที่อาจจะต้องป้อนจุดและขอบของชิ้นงานก่อนและระบบแบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling) จะนำเสนอภาพกราฟฟิกได้ดีกว่า ถึงแม้ว่าแบบจำลองพื้นผิวจะสร้างยากกว่าแบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe) ก็ตามบางครั้งแบบจำลองแบบธรรมดาก็ต้องถูกสร้างขึ้น



ภาพที่ 2-34 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองพื้นผิว (Surface Modeling)

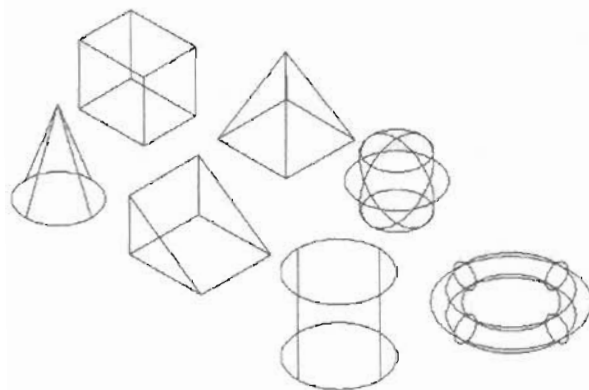
2.12.2.3 แบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) การสร้างแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) นั้นช่วยขจัดปัญหา เงื่อนไขต่างๆ เช่น การใช้แบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) กับการวิเคราะห์ไฟไนต์อีลิเมนต์ (Finite Element) และการวิเคราะห์การไหล (Fluid Flow) ในการออกแบบสร้างโปรแกรมเอ็นซี (NC Part Programming) สำหรับคอมพิวเตอร์ช่วยในการผลิต (Computer-Aided Manufacturing) และคอมพิวเตอร์ช่วยในการวางแผนการผลิต (Computer-Aided Process Planning) นอกจากนี้ แบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) ยังสามารถใช้เพื่อการประเมินขนาดรูปร่างและน้ำหนักของผลิตภัณฑ์ในระหว่างขั้นตอนการออกแบบได้ ในระบบการสร้างแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) นั้น วัตถุจะถูกกำหนดรูปร่างขั้นต้นโดยตรง ซึ่งเรียกว่าบิลด์ดิ้งบล็อก (Building Blocks) แทนที่พื้นผิว เส้น และจุดซึ่งใช้ในการสร้างแบบจำลองโครงสร้างเส้น (Wireframe) และแบบจำลองพื้นผิว (Surface) นั้นหมายถึงพื้นผิว เส้นหรือจุดไม่มีความจำเป็นใดๆ ในการสร้างแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) สิ่งที่น่าสนใจของการสร้างแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling) คือ ความสมบูรณ์แบบและเข้าใจง่ายในการนำเสนอวัตถุ แสดงดังภาพที่ 2-35



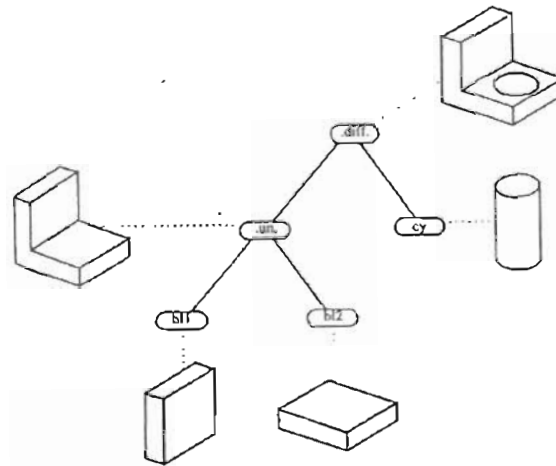
ภาพที่ 2-35 แสดงชิ้นงานที่เป็นแบบจำลองโซลิด (Solid Modeling)

2.12.3 รูปแบบการนำเสนอจำลองเรขาคณิตที่ใช้กันทั่วไปส่วนใหญ่ มีดังนี้

2.12.3.1 แบบจำลองการสร้างรูปทรงทางเรขาคณิต (Construction Solid Geometry : CSG) วัตถุจะถูกสร้างขึ้นโดยวัตถุพื้นฐานง่ายๆ วัตถุรูปทรงที่เป็นแบบเรียบง่ายที่สุดเรียกว่า รูปทรงพื้นฐาน (Bounded Solid Primitives) แสดงดังภาพที่ 2-36 วัตถุดั้งเดิมเหล่านี้จะถูกเรียงในโครงสร้างต้นไม้ (Tree Structure) แสดงดังภาพที่ 2-37 โดยใช้การปฏิบัติการแบบบูลีน (Boolean Operator) เพื่อสร้างแบบโครงสร้างเรขาคณิตทรงตัน ในการสร้างแบบโครงสร้างเรขาคณิตทรงตัน (CSG) ด้วยรูปทรงพื้นฐาน (Primitives) และการปฏิบัติการแบบบูลีน (Boolean Operator) เป็นสิ่งที่ง่าย โครงสร้างกระต๊อดและต้องการพื้นที่การจัดเก็บที่น้อยกว่า

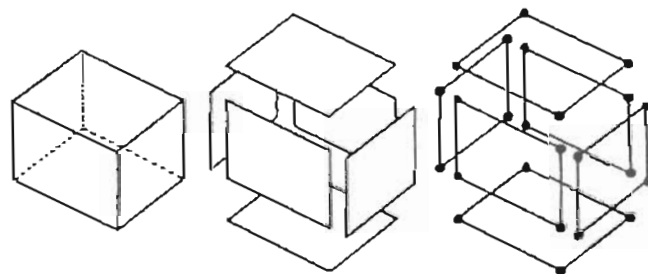


ภาพที่ 2-36 แสดงรูปทรงพื้นฐานทางเรขาคณิต



ภาพที่ 2-37 แสดงวิธีการสร้างแบบโครงสร้างเรขาคณิตทรงตัน

2.12.3.2 แบบแสดงแทนขอบเขต (Boundary Representation : B-REP) แสดงดังภาพที่ 2-38 การสร้างแบบจำลองของชิ้นส่วนโดยใช้วิธีเงื่อนไขในการนำเสนอ นั้นผู้ออกแบบพยายามที่จะกำหนดผิวหน้าของชิ้นส่วนเป็นคร่าวๆ แล้วผิวหน้าจะถูกกำหนดโดยขอบ และขอบนั้นอาจจะถูกกำหนดโดยจุด ผิวหน้า ขอบ และจุดรวมยอด สิ่งที่ได้กล่าวมานั้นจะถูกพิจารณาว่าเป็นส่วนประกอบพื้นฐานของแบบแสดงแทนขอบเขต



ภาพที่ 2-38 แสดงแบบจำลองแบบแสดงแทนขอบเขต

2.13 หลักการของฟีทเจอร์

ในรายละเอียดต่อไปนี้จะเป็นการอธิบายนิยามของฟีทเจอร์ และคุณสมบัติของฟีทเจอร์ (Shah and Mantyla, 1995) ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.13.1 ความหมายของฟีทเจอร์ เราสามารถกล่าวได้ว่า ฟีทเจอร์ (Feature) เป็นตัวแทนของลักษณะสำคัญเชิงวิศวกรรมของรูปทรงเรขาคณิตของชิ้นส่วนหรือชุดชิ้นส่วน (Assembly) โดยพื้นฐานแล้วสามารถบ่งถึงคุณลักษณะของฟีทเจอร์ได้ดังนี้

2.13.1.1 ฟีทเจอร์เป็นองค์ประกอบทางกายภาพของชิ้นส่วน (เช่น จุด, เส้น, พื้นผิว เป็นต้น)

2.13.1.2 ฟีทเจอร์เป็นการวางแผนสู่การสร้างรูปทรงทั่วไป

2.13.1.3 ฟีทเจอร์มีลักษณะสำคัญทางวิศวกรรม

2.13.1.4 ฟีทเจอร์มีคุณสมบัติที่สามารถทำนายถึงได้

2.13.2 ชนิดของฟีทเจอร์ (Types of Feature) ฟีทเจอร์ใช้แสดงว่าเป็นโมเดลที่เปลี่ยนแปลงหลากหลายลักษณะทางกายภาพของชิ้นส่วนใช้ประโยชน์ การแบ่งระหว่างชนิดความเปลี่ยนแปลงของฟีทเจอร์โดยการใช้การแบ่งชนิดย่อยของฟีทเจอร์ดังต่อไปนี้

2.13.2.1 ฟอรั่มฟีทเจอร์ (Form Feature) เป็นส่วนของเรขาคณิตปกติ รูปร่างเดียวกันหมด

2.13.2.2 ฟีทเจอร์พิักัดความเผื่อ (Tolerance Feature) แยกจากปกติทั้งรูปทรงขนาด ที่ตั้ง

2.13.2.3 ฟีทเจอร์ประกอบ (Assembly Feature) กลุ่มของฟีทเจอร์ที่ประกอบสัมพันธ์กัน

2.13.2.4 ฟังก์ชันฟีทเจอร์ (Function Feature) ชุดของฟีทเจอร์ที่สัมพันธ์กันกับฟังก์ชันเฉพาะ อาจจะรวมถึงเจตนาการออกแบบพารามิเตอร์ที่ไม่เป็นเรขาคณิตสัมพันธ์ กับฟังก์ชันคุณสมบัติการใช้

2.13.2.5 ฟีทเจอร์วัสดุ (Material Feature) ส่วนประกอบของวัสดุ (Material) กรรมวิธีทางความร้อน สภาพวัสดุ และอื่น ๆ

2.13.3 คุณสมบัติของฟีทเจอร์ (Feature Properties) รายละเอียดต่อไปนี้ เป็นคุณสมบัติของฟีทเจอร์ที่รวบรวมจากข้อมูลต่างๆ และรวมขอบเขตของข้อมูลที่มีในแบบจำลองฟีทเจอร์

2.13.3.1 รูปร่างทั่วไป (ทอพอโลยี และ/หรือ เรขาคณิต)

2.13.3.2 พารามิเตอร์ของขนาด

2.13.3.3 พารามิเตอร์ของการบังคับรูปทรงและการบังคับความสัมพันธ์

2.13.3.4 ค่าเริ่มต้นของพารามิเตอร์ต่างๆ

2.13.3.5 กรรมวิธีระบุตำแหน่งและความเกี่ยวพัน

2.13.3.6 พารามิเตอร์ของตำแหน่ง

2.13.3.7 วิธีการกำหนดทิศทาง

2.13.3.8 พารามิเตอร์ของการกำหนดทิศทาง

2.13.3.9 การบังคับที่สัมพันธ์กับขนาด, ที่ตั้ง และการกำหนดทิศทาง ความเป็นไปได้ที่หลายฟีทเจอร์จะอยู่ใกล้กัน

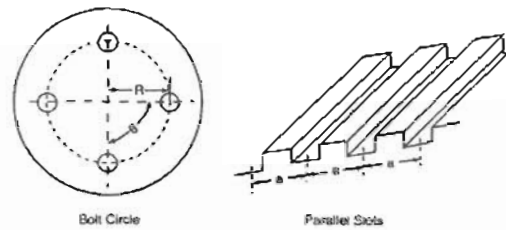
2.13.3.10 พิกัดความเผื่อ

- 2.13.3.11 การสร้างขั้นตอนสำหรับแบบจำลองเรขาคณิต
- 2.13.3.12 อัลกอริทึมที่รู้จัก
- 2.13.3.13 พารามิเตอร์ถูกคำนวณบนพื้นฐานของพีทเจอร์อื่นๆ
- 2.13.3.14 กฎหรือขั้นตอนการถ่ายทอดลักษณะ
- 2.13.3.15 กฎหรือขั้นตอนในการทำให้สามารถใช้งานได้
- 2.13.3.16 การไม่มีคุณลักษณะทางเรขาคณิต (จำนวน, ฟังก์ชัน และอื่นๆ)

2.13.4 คุณสมบัติแบบทั่วไปและคุณสมบัติแบบเฉพาะ (Generic and Specific Properties) แบบจำลองอาจประกอบไปด้วยพีทเจอร์ชนิดเดียวกันหลายหน่วย ตัวอย่างเช่น ชิ้นงานหนึ่งอาจจะมีรูเจาะหลายรู สิ่งนี้ทำให้สามารถแยกคุณสมบัติของพีทเจอร์เป็น 2 ชนิด คือ แบบทั่วไป (Generic) และ แบบเฉพาะ (Specific) ตัวอย่างเช่น รูเจาะทั้งหมดมีคุณสมบัติทั่วไปที่ไม่คำนึงถึงขนาดและที่ตั้งเฉพาะ คุณสมบัติทั่วไปต้องการเพียงแบบมูลฐานสำหรับแต่ละกลุ่มของพีทเจอร์ที่คล้ายกัน รูเจาะที่มีลักษณะเฉพาะก็สามารถอธิบายในรูปคุณสมบัติทั่วไปได้ โดยหลักการทั่วไปรูเจาะมีคุณสมบัติทั่วไปในเชิงคุณลักษณะทางทอพอโลยีซึ่งแสดงในรูปของทางเข้า (Entry) ทางออก (Exit) และพื้นผิวของรูเจาะและการเชื่อมโยงซึ่งกันและกัน เป็นเชิงเรขาคณิตทั่วไป เช่น ผิวของทางเข้าและทางออกคือระนาบส่วนผิวของรูเจาะคือรูปทรงกระบอก แต่โดยทั่วไปเรายังจะระบุถึงรูเจาะในรูปของการบอกขนาดทั่วไปเช่น เส้นผ่านศูนย์กลางและความลึก อีกด้านหนึ่งรูเจาะโมเดลก็มีคุณสมบัติเฉพาะ เช่น ตำแหน่งเฉพาะ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความลึก และอ้างอิงถึงเอนทิตีของแบบจำลอง (เช่นจำนวนของผิวหน้า) ความแตกต่างระหว่างคุณสมบัติทั่วไปและคุณสมบัติเฉพาะขึ้นกับมุมมองด้านการใช้ประโยชน์ของแบบจำลองพีทเจอร์ คุณสมบัติทั่วไประบุถึงคุณสมบัติทางวิศวกรรมที่ชัดเจนและรูปร่างทั่วไปของพีทเจอร์ ซึ่งสามารถใช้ทำนายพฤติกรรมของพีทเจอร์ ส่วนคุณสมบัติเฉพาะชี้ถึงรายละเอียดของที่เฉพาะเจาะจงของการออกแบบ

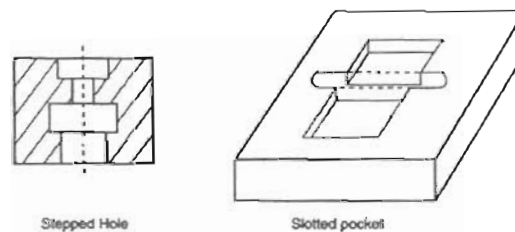
2.13.5 พีทเจอร์ประกอบ (Composite Features) หลายครั้งที่ในชิ้นส่วนเดียวกันจะมีพีทเจอร์ที่มีลักษณะคล้ายกันหรือเหมือนกันมีมากกว่า 1 พีทเจอร์ โดยที่สามารถแบ่งพีทเจอร์ที่คล้ายกันออกเป็น 2 กลุ่มความสัมพันธ์ดังนี้

2.13.5.1 ความสัมพันธ์บังเกิดซ้ำ (Recurring Relations) จะเป็นพีทเจอร์ที่มีลักษณะเหมือนกันและซ้ำกัน แสดงดังภาพที่ 2-39 ความสัมพันธ์ลักษณะนี้พีทเจอร์จะมีรูปแบบ (Feature Pattern) ที่เป็นเชิงวงกลมและเชิงเส้น โดยที่วงกลมจะต้องกำหนดมุม (θ) และรัศมี (R) ของวงกลมและในส่วนของเส้นตรงจะต้องกำหนดระยะห่าง (a) ระหว่างพีทเจอร์



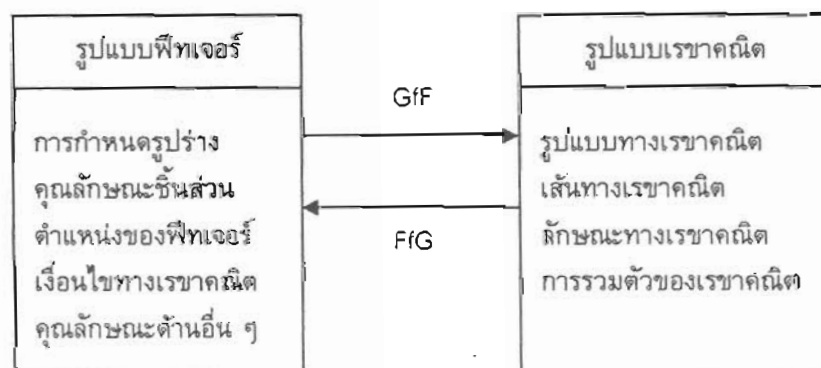
ภาพที่ 2-39 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์บังเกิดซ้ำของฟีทเจอร์

2.13.5.2 ความสัมพันธ์ที่เกิดไม่ซ้ำ (Non-Recurring Relations) จะเป็นฟีทเจอร์ที่มีลักษณะคล้ายกันแต่ไม่ซ้ำกัน ไม่มีรูปแบบฟีทเจอร์ (Feature Pattern) ที่แน่นอน แสดงดังภาพที่ 2-40



ภาพที่ 2-40 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์ที่เกิดไม่ซ้ำของฟีทเจอร์

2.13.6 เทคนิคการสร้างฟีทเจอร์ (Feature Creation Techniques) โดยรวมรูปแบบของฟีทเจอร์เบส (Feature-Based Model) จะประกอบด้วย 2 ส่วนที่สัมพันธ์กันคือ รูปแบบฟีทเจอร์ (Feature Model) กับรูปแบบเรขาคณิต (Geometric Model) แสดงดังภาพที่ 2-41

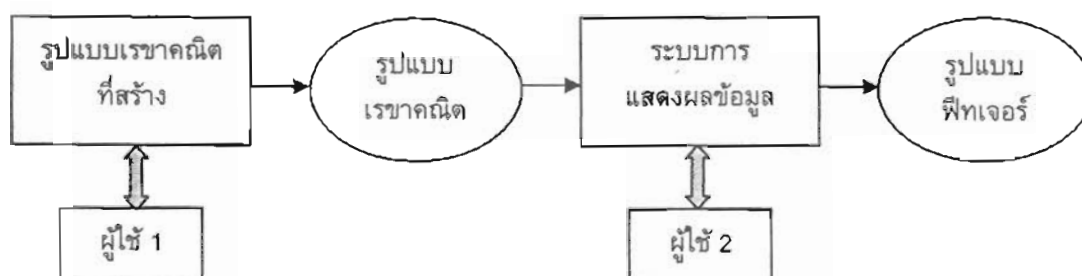


ภาพที่ 2-41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟีทเจอร์กับเรขาคณิต

เทคนิคที่ใช้ในการสร้างฟีทเจอร์ จะแบ่งออกตามการสร้างแบบจำลองฐานฟีทเจอร์ (Feature-based Model) สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทคือ เทคนิคการสร้างฟีทเจอร์โดยใช้รูปร่างทางเรขาคณิต (FfG) และเทคนิคการสร้างรูปร่างทางเรขาคณิตโดยใช้ฟีทเจอร์ (GfF) โดยทั่วไปแล้วกระบวนการเอฟเอฟจี (FfG) จะเรียกว่า ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Feature Recognition) ส่วนกระบวนการจีเอฟเอฟ (GfF) จะเรียกว่า การออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์ (Design by Features)

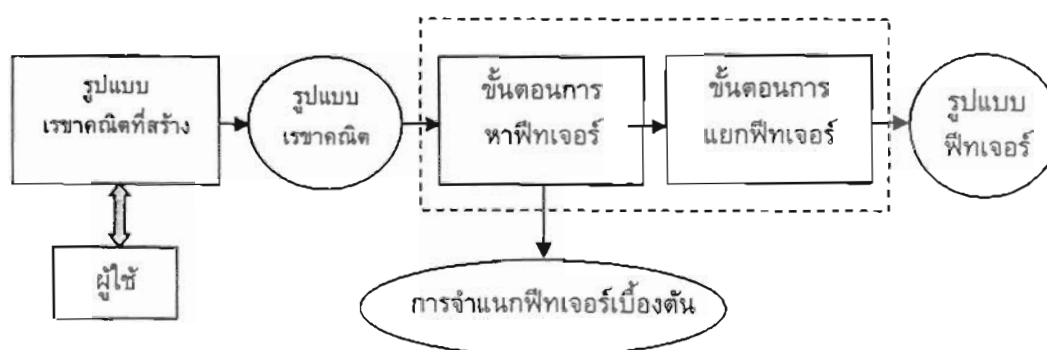
เทคนิคกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์สามารถแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มย่อยได้ดังนี้

2.13.6.1 อินเตอร์แอคทีฟ ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Interactive Feature Recognition) (FfG) รูปแบบทางเรขาคณิตจะถูกสร้างเป็นอันดับแรก จากนั้นฟีทเจอร์จะถูกสร้างโดยมนุษย์ แสดงดังภาพที่ 2-42 โดยที่ผู้ใช้ 1 (User 1) และผู้ใช้ 2 (User 2) อาจเป็นคนเดียวกันได้



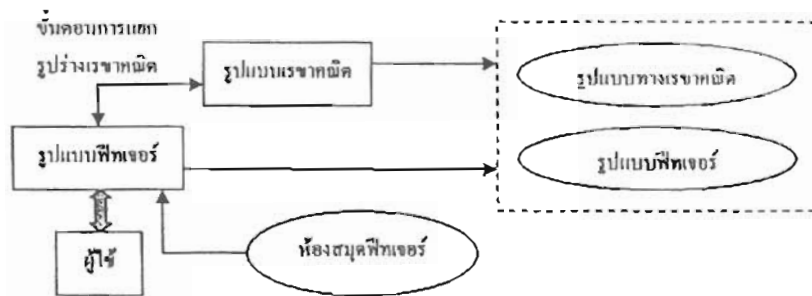
ภาพที่ 2-42 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์แบบอินเตอร์แอคทีฟ ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน

2.13.6.2 ออโตเมติก ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน (Automatic Feature Recognition) (FfG) รูปแบบทางเรขาคณิตจะถูกสร้างเป็นอันดับแรก จากนั้นจะเป็นกระบวนการของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่จะสร้างฟีทเจอร์โดยอัตโนมัติ แสดงดังภาพที่ 2-14



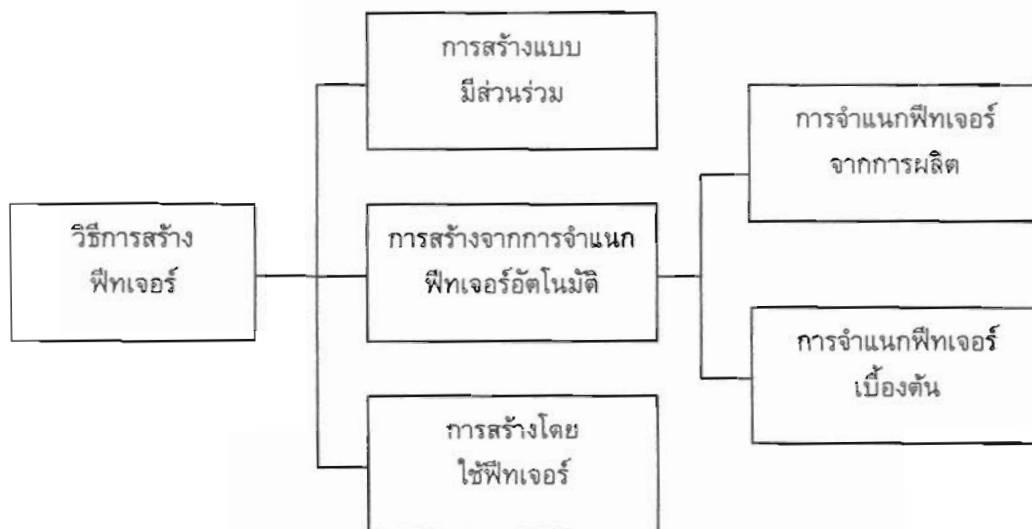
ภาพที่ 2-43 แสดงกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์แบบออโตเมติก ฟีทเจอร์ รีคอกนิชัน

2.13.6.3 การออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์ (Design by Features) (GbF) เป็นการสร้างชิ้นงานโดยใช้ฟีทเจอร์ แสดงดังภาพที่ 2-44



ภาพที่ 2-44 แสดงกระบวนการออกแบบโดยใช้ฟีทเจอร์

จากกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์ข้างต้นสามารถสรุปได้ แสดงดังภาพที่ 2-45



ภาพที่ 2-45 แสดงสรุปเทคนิคกระบวนการสร้างรูปแบบฟีทเจอร์

2.13.7 ฟีทเจอร์กับการออกแบบ (Feature in Design) ฟีทเจอร์ใช้ในงานการออกแบบมากมาย เช่น การสร้างชิ้นงานส่วนทางเรขาคณิต ข้อกำหนดฟังก์ชันการทำงาน และการออกแบบการประกอบไม่เพียงแต่ที่ใช้เกี่ยวกับระบบแคด (CAD) สามารถที่จะให้เป็นไปได้ในการวิเคราะห์ คือ การวิเคราะห์ความเค้น (Stress) โดยใช้วิธีไฟไนต์อีลีเมนต์ (Finite Element) การกำหนดค่าความสามารถในการผลิตโดยใช้ระบบฐานของกฎ (Rule-Based System) การวิเคราะห์ความไว

ของฟังก์ชันการคำนวณโดยใช้กรรมวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) และการประมาณราคา (Cost Estimation)

การประยุกต์นี้สามารถถูกทำให้เป็นอัตโนมัติ เพียงถ้าผลิตภัณฑ์นั้นเป็นฐานของฟิเจอร์ที่สามารถที่จะใช้ประโยชน์ได้ ผู้ออกแบบสามารถที่จะทำการตัดสินใจได้ดีกว่า เมื่อได้ใช้การป้องกันจากการประยุกต์นี้ สิ่งนี้จะช่วยลดเวลาการพัฒนาผลิตภัณฑ์และหลีกเลี่ยงปัญหาระหว่างการผลิตและบริการ

การสร้างชิ้นส่วนโดยใช้ฐานของฟิเจอร์ ต่อไปนี้เป็น 2 ข้อประโยชน์ของการใช้ฟิเจอร์ในการสร้างชิ้นส่วนทางเรขาคณิต

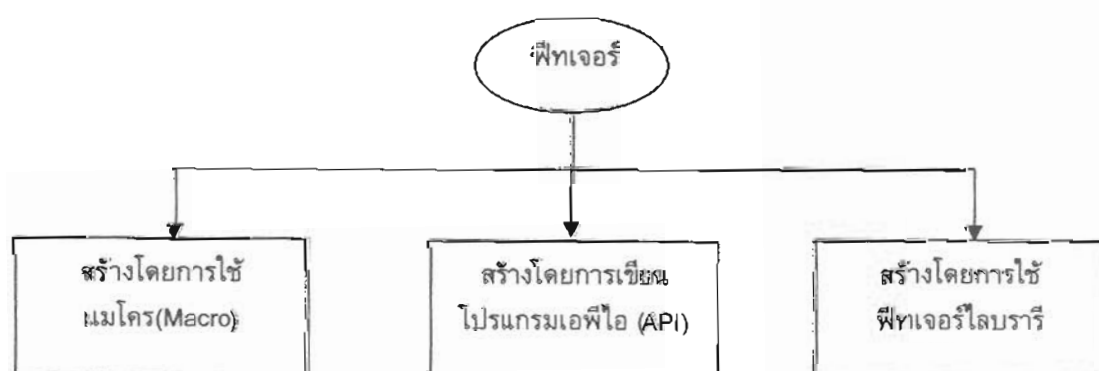
2.13.7.1 ความสะดวกและความเร็วในการสร้างทางเรขาคณิต

2.13.7.2 การแผ่กระจายของการเปลี่ยนแปลงการออกแบบ

ประโยชน์ข้อแรกเป็นไปได้ เพราะฟิเจอร์สามารถเก็บรวบรวมของเอนติตี้ด้วยการกำหนดเป็นแอตทริบิวต์ในการสร้างฟิเจอร์ ผู้ใช้ไม่จำเป็นต้องสร้างทุกๆ สิ่งจากการสเก็ทซ์คุณสมบัติทั่วไปพร้อมกับการกำหนดคลาสของฟิเจอร์ โดยใช้ประโยชน์ของฟิเจอร์ไลบรารี (Feature Library) ประโยชน์ข้อที่ 2 ต้องสร้างให้เป็นไปได้เพราะข้อกำหนดทางเรขาคณิตถูกเก็บในรูปของภายในหรือภายนอกของความสัมพันธ์ของฟิเจอร์ ระบบสามารถแผ่กระจายอัตโนมัติในการเปลี่ยนโดยการเก็บทุกข้อบังคับ

2.14 วิธีสร้างฟิเจอร์ (Feature)

วิธีการสร้างฟิเจอร์ (Feature) สามารถแบ่งออกเป็น 3 วิธี ได้แก่ การสร้างด้วยการใช้เทคนิคแบบแมโคร (Macro) การสร้างการเขียนโมดูลเอพีไอ (API-Application Programming Interface) และการสร้างโดยใช้ทางฟิเจอร์ไลบรารี (Feature Library) ดังภาพที่ 2-46 ซึ่งทั้ง 3 วิธีจะมีข้อดีและข้อด้อยต่างกันดังแสดงใน ตารางที่ 2-5 ตารางที่ 2-6 และตารางที่ 2-7 (ณรงค์ศักดิ์, 2545)



ภาพที่ 2-46 แสดงวิธีการสร้างฟิเจอร์

ตารางที่ 2-5 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยใช้แมโคร (Macro)

ข้อดี	ข้อด้อย
1. ถ้าเป็นการทำงานที่มีเงื่อนไขเหมือนกัน ทุกครั้งที่ทำงานได้เร็วที่สุด 2. ไฟล์มีขนาดเล็กและเรียกใช้งานง่าย	1. ไม่สามารถกำหนดขนาดแตกต่างจากค่า เริ่มต้นได้ 2. ไม่สามารถกำหนดตำแหน่งอื่นๆ ในการ สร้างได้ 3. ไม่สามารถแสดงรูปร่างของพีทเจอร์ก่อน เรียกใช้งานได้

ตารางที่ 2-6 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยการเขียนโปรแกรมเอพีไอ (API)

ข้อดี	ข้อด้อย
1. สามารถสร้างพีทเจอร์ได้หลากหลายขึ้นอยู่กับ วัตถุประสงค์ 2. สามารถแก้ไขขนาดให้แตกต่างจากค่า เริ่มต้นได้ 3. สร้างพีทเจอร์โดยวิธีการสร้างพีทเจอร์ ไลบรารี (Feature Library)	1. ผู้ที่ทำการเขียนโปรแกรม ต้องมีความรู้ ด้านเอพีไอ (API) ของโปรแกรม 2. ใช้เวลามากเมื่อเทียบกับวิธีอื่น 3. มีความซับซ้อนมากที่สุดเมื่อเทียบกับ วิธีการอื่น

ตารางที่ 2-7 ข้อดีและข้อด้อยในการสร้างพีทเจอร์โดยวิธีการใช้ไลบรารี

ข้อดี	ข้อด้อย
1. เป็นวิธีการที่ง่ายที่สุด 2. สามารถเห็นรูปร่างของพีทเจอร์ได้ก่อนที่จะ เรียกใช้งาน 3. สามารถกำหนดค่าพารามิเตอร์ใหม่ได้ ทันที	1. ไม่สามารถกำหนดจุดอ้างอิงที่แน่นอนได้ 2. การแทรกพีทเจอร์ลงในชิ้นงานมีข้อจำกัด บางประการเกี่ยวกับเรื่องคุณสมบัติของ พีทเจอร์

2.15 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.15.1 ระบบคอมพิวเตอร์ช่วยออกแบบ (CAD) คือกระบวนการออกแบบโดยใช้คอมพิวเตอร์ช่วย แต่สิ่งสำคัญที่ต้องเน้นคือ คอมพิวเตอร์ไม่ได้เปลี่ยนแปลงธรรมชาติพื้นฐานของการออกแบบ กล่าวคือกระบวนการออกแบบตั้งแต่ขั้นตอนการระบุความต้องการจนถึงขั้นตอนการระบายละเอียดทั้งหมดของผลิตภัณฑ์ ยังจำเป็นต้องอาศัยความรู้, ความสร้างสรรค์ และการควบคุมโดยวิศวกรออกแบบ แต่คอมพิวเตอร์สามารถเพิ่มประสิทธิภาพของกระบวนการออกแบบโดยการสร้างภาพกราฟฟิกที่แก้ไขได้ง่ายอย่างแม่นยำ สามารถวิเคราะห์แบบที่ซับซ้อนได้อย่างรวดเร็ว และสามารถจัดเก็บและเรียกข้อมูลมาใช้ได้โดยรวดเร็ว (Singh, 1996) ระบบ CAD มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องยาวนาน เริ่มจากการเขียนแบบ 2 มิติ มาเป็นแบบจำลองโครงสร้างเส้น แบบจำลองพื้นผิว และแบบจำลองทรงตัน ซึ่งเรียกรวมกันว่า แบบจำลองเรขาคณิต การนำเสนอแบบจำลองเรขาคณิตมี 2 แบบคือ แบบแสดงแทนขอบเขต (Boundary Representation : B-Rep) และแบบโครงสร้างเรขาคณิตทรงตัน (Constructive Solid Geometry : CSG) โดยที่ B-Rep จะอธิบายถึงแบบจำลองในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างจุด, เส้นขอบ และพื้นผิว ส่วน CSG จะอธิบายถึงแบบจำลองในรูปของการปฏิบัติการบูลีน (Boolean Operations) ของรูปทรงเรขาคณิตพื้นฐานเช่น ทรงกระบอก, ทรงกลม, ทรงพีระมิด และทรงกรวย เป็นต้น การนำเสนอแบบ CSG ทำได้ง่าย แต่ยังไม่มีการกำหนดรูปแบบแฟ้มข้อมูล CSG ที่เป็นมาตรฐาน และโปรแกรม CAD เชิงพาณิชย์ที่สนับสนุน CSG ก็มีน้อยมาก ต่างกับ B-Rep ซึ่งสามารถแปลงข้อมูลเป็นแฟ้มข้อมูลมาตรฐานการแลกเปลี่ยนข้อมูลผลิตภัณฑ์ (STEP : Standard for the Exchange of Product Information) (Mahalawi and Miller, 2003) ซึ่งการพัฒนาโดย ISO เป็นมาตรฐาน ISO 10303 โดยมีจุดประสงค์ 2 ประการคือ เพื่อแลกเปลี่ยนข้อมูลระหว่างระบบสร้างแบบจำลอง (CAD) ต่างระบบ และส่งข้อมูลจากระบบสร้างแบบจำลองสู่ระบบอื่น เช่นระบบวางแผนการผลิต เป็นต้น (Shah and Mentyla, 1995) ต่อมา มีการพัฒนาระบบวิธีการใหม่ ๆ มาเพื่อทำให้กระบวนการออกแบบด้วยคอมพิวเตอร์มีประสิทธิภาพมากขึ้นได้แก่

2.15.1.1 วิธีออกแบบแบบพารามेटริก (Parametric Design) คือการสร้างแบบจำลองจากประกอบเอนทิตี (Entities) ต่าง ๆ เช่น จุด, เส้น และระนาบพื้นผิว เป็นรูปทรงที่ต้องการและกำหนดความสัมพันธ์ระหว่างเอนทิตีโดยไม่ต้องให้ขนาดทั้งหมด ต่อมาทำการกำหนดคุณสมบัติระหว่างเอนทิตีในวาระของการบังคับรูปทรงเรขาคณิต (Geometry Constraints) ซึ่งเป็นความสัมพันธ์เชิงคณิตศาสตร์ระหว่างเอนทิตีเช่น ระยะห่างระหว่างจุด, การขนานหรือการทำมุมระหว่างเส้นกับเส้น, เส้นกับระนาบ หรือระนาบกับระนาบ เป็นต้น เมื่อวิธีการดังกล่าวได้ทำอย่างสมบูรณ์ หากมีการเปลี่ยนแปลงขนาดที่เอนทิตีใด ส่วนที่เหลือก็จะมีการเปลี่ยนแปลงตามสัดส่วนหรือตามความสัมพันธ์ที่กำหนด โดยที่ยังสามารถรักษารูปทรงของแบบจำลองให้ถูกต้องเสมอ

2.15.1.2 วิธีออกแบบฐานฟีทเจอร์ (Feature-Based Design) เนื่องจากการออกแบบแบบพารามетริกเหมาะกับการออกแบบในระบบ 2 มิติ และถึงแม้การแก้ไขขนาดจะทำให้ได้ง่ายแต่การแก้ไขรูปทรงทำได้ยาก ดังนั้นวิธีออกแบบฐานฟีทเจอร์จึงได้รับการพัฒนาขึ้นมา วิธีออกแบบฐานฟีทเจอร์จะใช้วิธีสร้างขึ้นส่วนจากฟีทเจอร์ย่อยต่างๆ เช่น ฐาน (Base Feature), รูเจาะ (Hole), ครีป (Rib), ร่อง (Slot), การลบมุมโค้ง (Fillet), การลบมุมเหลี่ยม (Chamfer) เป็นต้น ซึ่งจะมีวิธีการและลำดับขั้นตอนคล้ายกับการผลิตจริง ถ้าใช้วิธีออกแบบฐานฟีทเจอร์ร่วมกับวิธีออกแบบแบบพารามетริกจะทำให้การแก้ไขรูปทรงของชิ้นงานสามารถทำได้โดยง่าย ในปัจจุบันโปรแกรม CAD เชิงพาณิชย์เช่น Solidworks, Pro-Engineer, Autodesk Inventor เป็นต้น นิยมใช้หลักการวิธีออกแบบฐานฟีทเจอร์ในการพัฒนาระบบ

2.15.2 การวิจัยและพัฒนาระบบออกแบบ ในปัจจุบันกระบวนการออกแบบได้รับความสนใจอย่างสูงเนื่องเป็นกระบวนการต้นทางของกระบวนการผลิตทั้งหมด โดยเฉพาะระบบวิศวกรรมการผลิตเช่น วิศวกรรมคู่ขนาน (Concurrent Engineering), ERP (Enterprise Resource Planning), PLM (Product Life-Cycle Management) ซึ่งกระบวนการออกแบบจะสอดคล้องและดำเนินการไปพร้อมกับกระบวนการผลิตและกระบวนการอื่นๆ หัวข้องานวิจัยเกี่ยวกับกระบวนการออกแบบที่น่าสนใจได้แก่

2.15.2.1 การเปรียบเทียบความเหมือนของชิ้นส่วนเพื่อการนำมาใช้ใหม่ การออกแบบซ้ำซ้อนเป็นการสิ้นเปลืองทรัพยากรอย่างยิ่ง (Chu and Hsu,2006) จึงมีงานวิจัยที่มุ่งแก้ปัญหาการออกแบบซ้ำซ้อนโดยวิธีหลากหลาย จุดสำคัญคือต้องสร้างระบบสืบค้นและเปรียบเทียบชิ้นส่วนที่มีประสิทธิภาพสามารถเรียกใช้หรือนำชิ้นส่วนที่คล้ายกันมาแก้ไขปรับใช้ได้โดยง่ายและรวดเร็ว ตัวอย่างวิธีการที่มีการนำเสนอได้แก่

ก) ระเบียบวิธีฐานตัวอักษร (Text-Based Method) เป็นวิธีการเปรียบเทียบแฟ้มข้อมูลชิ้นส่วนด้วยชื่อแฟ้ม แต่ปัญหาคือชิ้นส่วนอาจมีชื่อเหมือนกันแม้รูปร่างจะต่างกันและเป็นเรื่องยากที่จะระบุรูปร่างที่แท้จริงของชิ้นส่วนด้วยชื่อ

ข) เปรียบเทียบจากกระบวนการผลิต (Using a Manufacturing Process) (Zhang and Xue,2002) เป็นการเปรียบเทียบความเหมือนของชิ้นส่วนจากข้อมูลการผลิต เช่น ชนิดของเครื่องมือตัด, ปริมาตรตัดเฉือน, สมบัติวัสดุ และกระบวนการที่ใช้ วิธีนี้ไม่เหมาะกับกระบวนการออกแบบเพราะจะเน้นที่กระบวนการผลิตมากกว่า

ค) การใช้ข้อมูลทางเรขาคณิต (Using Geometry Information) เป็นวิธีการเปรียบเทียบรูปทรงของชิ้นส่วนผ่านการสุ่มเลือกจุด, การเปรียบเทียบทางเรขาคณิตโดยตรง, การคำนวณโมเมนต์ ฯลฯ ข้อดีของวิธีนี้คือสามารถรับข้อมูลได้เกือบทุกรูปแบบแต่ข้อเสียคือต้องอาศัยการคำนวณหนักมากแม้กระทั่งการเปรียบเทียบชิ้นส่วนง่ายๆ

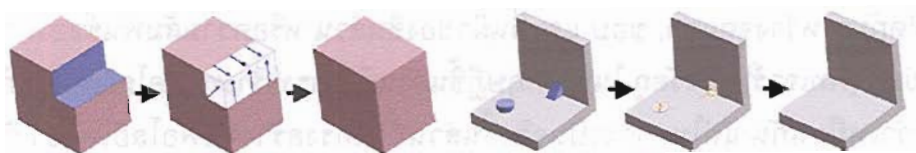
ง) การใช้ข้อมูลทอพอโลยี (Using Topology Information) (Iyer, Jayanti, Lou, Kalyanaraman and Ramani,2005) โครงสร้างทอพอโลยีหมายถึงการเชื่อมต่อ

และการติดกันระหว่างจุดยอด, ขอบ และพื้นผิวของชิ้นส่วน หรือความสัมพันธ์ของการติดกันของส่วนย่อย (ฟิทเจอร์) ของวัตถุ ในทางทฤษฎีชิ้นส่วนที่มีโครงสร้างทอพอโลยีเหมือนกันจะถูกพิจารณาว่าเหมือนกัน แต่ในความเป็นจริงชิ้นส่วนที่มีโครงสร้างทอพอโลยีเหมือนกันอาจมีรูปร่างต่างกันได้

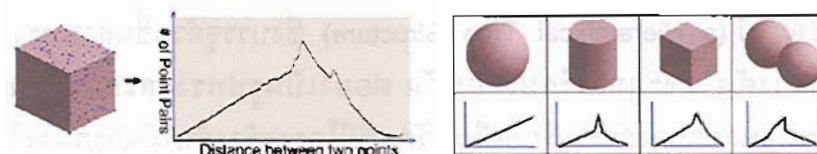
จ) การใช้การแยกส่วนเป็นรูปทรงนูน (Using Convex-Hull Decomposition) กรรมวิธีนี้จะแยกส่วนวัตถุเป็นชิ้นส่วนทรงนูน (Convex) และสร้างโครงสร้างแสดงลำดับรูปต้นไม้ (a Hierarchical Tree Structure) ซึ่งบรรจุด้วยชิ้นส่วนทรงนูนเหล่านั้น ชิ้นแรกโครงสร้างต้นไม้จะถูกเปรียบเทียบกัน ต่อมาเป็นรูปทรงและการวางของชิ้นส่วน เนื่องจากในขั้นตอนแรกของการเปรียบเทียบวัตถุที่มีโครงสร้างต้นไม้ต่างกันจะไม่ได้รับการพิจารณา ดังนั้นชิ้นส่วนที่มีรูปทรงเรขาคณิตเหมือนกันแต่มีโครงสร้างต้นไม้ต่างกันก็จะไม่ได้รับการเปรียบเทียบด้วย

ฉ) การใช้ข้อมูลของฟิทเจอร์พื้นฐาน (Using Typical Feature Information) (Zhu and Meng, 2002) วิธีนี้มุ่งความสนใจไปที่แบบจำลองถูกประกอบขึ้นจากฟิทเจอร์ย่อยอย่างไร แบบจำลองถูกประกอบจากฟิทเจอร์พื้นฐาน เช่น รูเจาะ, หลุม, ฟิลเลต เป็นต้น ฟิทเจอร์พื้นฐานเหล่านี้สามารถใช้เปรียบเทียบรายละเอียดขั้นสูงได้เพราะอาศัยการคำนวณไม่มาก

ช) การใช้การเปรียบเทียบหลายระดับ (Multi-Level Comparison) Hong, Lee และ Kim (2006) ได้เสนอวิธีการเปรียบเทียบชิ้นส่วนหลายระดับ โดยขั้นแรกจะทำการเปรียบเทียบรูปร่างโดยรวม (Overall Shape Comparison) ก่อน ชิ้นส่วนจะถูกแก้ไขให้เป็นรูปทรงง่าย ๆ โดยตัดฟิทเจอร์ย่อยออกเหลือแต่ฟิทเจอร์ฐาน จากนั้นจะมีการสุ่มสร้างจุดอ้างอิงขึ้นมาบนพื้นผิวของชิ้นส่วนแล้วนำระยะห่างระหว่าง 2 จุดใด ๆ มาเขียนเป็นกราฟการกระจายรูปทรง (SDG : Shape Distribution Graph) ดังแสดงในภาพที่ 2-47



ก) การแก้ไขชิ้นส่วนให้เป็นรูปทรงง่าย ๆ



ข) การสร้างกราฟการกระจายรูปทรง

ภาพที่ 2-47 การเปรียบเทียบรูปร่างโดยรวม

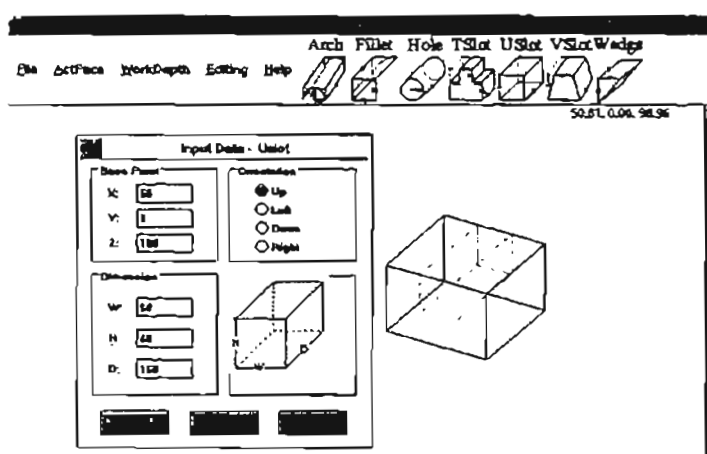
ที่มา : Taesik Hong, Kunwoo Lee, and Sungchan Kim. "Similarity comparison of mechanical parts to reuse existing designs." Computer-Aided Design. 38, (2006) : 973-984.

กราฟการกระจายรูปทรงที่ได้จากพีทเจอร์ฐานแต่ละรูปทรงจะมีลักษณะเฉพาะต่างกันไป ดังนั้นการเปรียบเทียบชิ้นส่วนชิ้นแรกจะถูกแยกอย่างชัดเจน จุดสำคัญอยู่ที่การกำหนดจำนวนจุดสัมผัสอ้างอิงที่พอเหมาะที่ใช้เวลาคำนวณน้อยที่สุดโดยลักษณะเฉพาะของกราฟยังคงอยู่จำนวนจุดสัมผัสที่เหมาะสมจากการวิจัยอยู่ที่ประมาณ 500 จุด ขั้นตอนต่อมาคือการเปรียบเทียบรายละเอียด (Detailed Comparison) โดยการกำหนดดัชนีความเหมือน (SI : Similarity Index) ระหว่างชิ้นส่วนที่นำมาเปรียบเทียบกัน โดยทำการการคำนวณปริมาตรลัฟระหว่างพีทเจอร์ฐานกับพีทเจอร์ย่อยแต่ละชนิดที่ถูกตัดทิ้งในขั้นตอนแรก ดัชนีความเหมือนที่มีค่ามากหมายถึงชิ้นส่วนมีความคล้ายกันมาก

ข) การประเมินความเหมือน (Similarity Assessment) Chu และ Hsu (2006) ได้นำเสนอการประยุกต์ใช้ประโยชน์จากการเปรียบเทียบความเหมือนของชิ้นส่วนให้กว้างขึ้น นอกจากการเปรียบเทียบชิ้นส่วนเฉพาะฐานข้อมูลภายในมาเป็นการเปรียบเทียบ (และสืบค้น) จากฐานข้อมูลภายนอก เช่น คู่ค้า, ผู้จัดหา (Suppliers), ผู้ให้บริการขาย, E-Catalog เป็นต้น โดยใช้วิธีการเปรียบเทียบความเหมือนที่ผสมผสานวิธีต่างๆ เข้าด้วยกัน เพื่อให้ได้ผลที่แน่นอนขึ้น ประกอบด้วย การสร้างกราฟการติดกันของฟอร์มพีทเจอร์ (FAG : Form-Feature Adjacency Graph), กราฟทอพอโลยี (TG : Topological Graph) และกราฟการกระจายรูปทรง (SDG : Shape Distribution Graph)

2.15.2.2 การแก้ปัญหาเรื่องความถูกต้องของชิ้นส่วน Martinez และ Felez (2005) นำเสนอการใช้การบังคับรูปทรง (Constraint Solver) เพื่อแก้ปัญหาการให้ขนาดชิ้นส่วนไม่ถูกต้องหรือการให้ขนาดที่มากเกินไป โดยขั้นแรกแบ่งพิจารณาแบบจำลองที่ซับซ้อนเป็นรูปเรขาคณิต 2 มิติพื้นฐานที่การบังคับรูปทรงเรขาคณิต (Geometry Constraints) จะถูกแปลงเป็นสมการคณิตศาสตร์ซึ่งสามารถแบ่งได้เป็น จุดศูนย์กลาง (Origin of Coordinates), ทิศทางของเส้น (Horizontality, Verticality and Orientation of a Line), การขนาน, ตั้งฉาก และทำมุมระหว่าง 2 เส้น (Parallelism, Perpendicularity and Angle between Two Lines), การปรับแนว (Alignment), ระยะห่าง (Distances), การสัมผัส (Tangency) และการสมมาตร (Symmetry) ต่อมำกำหนดปัจจัยลำดับความสำคัญ (Priority Factor) เป็นตัวแปรที่มากำหนดกับสมการบังคับรูปทรงเพื่อกำหนดลำดับความสำคัญให้กับการบังคับรูปทรงที่ให้กับชิ้นส่วนทำให้รูปทรงของชิ้นส่วนที่มีความสำคัญไม่มีการเปลี่ยนแปลงเมื่อมีการแก้ไขชิ้นส่วน และการบังคับรูปทรงที่ไม่มีความสำคัญหรือไม่จำเป็นจะถูกกำจัด และสุดท้ายมีการนำเสนออัลกอริทึมที่ทำการกำหนดการบังคับรูปทรงและการให้ขนาดโดยอัตโนมัติ

2.15.2.3 ระบบออกแบบฐานพีทเจอร์ (Feature-Based Design System) Perng และ Chang (1997) นำเสนอการสร้างระบบออกแบบฐานพีทเจอร์โดยสร้างโปรแกรมสำเร็จรูปตามหลักการทำโปรแกรมเชิงวัตถุ (Object-Oriented Programming) ซึ่งทำการสร้างพีทเจอร์ทั่วไป 7 ชนิดเก็บไว้เพื่อนำมาทำการหักลบกับพีทเจอร์ฐานรูปทรงสี่เหลี่ยมโดยสามารถกำหนดทิศทาง, ตำแหน่ง และขนาดได้ ทำให้เกิดการเจาะรู, เจาะรู และลบมุมบนพีทเจอร์ฐานได้ ระบบจะทำงานโดยติดต่อกับผู้ใช้ผ่าน GUI (Graphic User Interface) ดังแสดงในภาพที่ 2-48



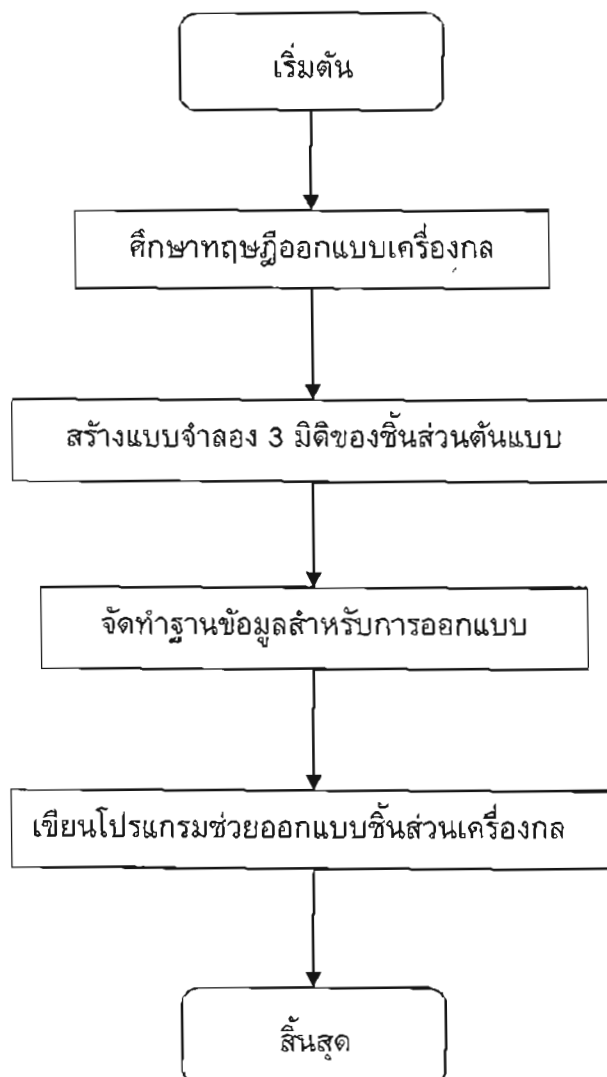
ภาพที่ 2-48 ระบบออกแบบฐานพีทเจอร์

ที่มา : Der-Baau Perng and Chao-Fan Chang. "A new feature-based design system with dynamic editing." *Computer ind. Engng.* 32(2), (1997) : 383-397.

บทที่ 3

วิธีการดำเนินการวิจัย

ในบทนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนการดำเนินการวิจัย ซึ่งมีขั้นตอนดังแผนภาพลำดับงานในภาพที่ 3-1 โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้



ภาพที่ 3-1 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

3.1 ศึกษาทฤษฎีการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

สิ่งที่ต้องคำนึงถึงในการออกแบบได้แก่ แบบรากฐานของชิ้นส่วนเครื่องกล, มาตรฐานของชิ้นส่วนเครื่องกล, ประเภทของชิ้นส่วนเครื่องกล, คุณสมบัติทางกลของชิ้นส่วนเครื่องกล, และภาระที่ชิ้นส่วนเครื่องกลได้รับในขณะใช้งานซึ่งก็คือ การวิเคราะห์ความเค้นที่เกิดขึ้นบนชิ้นส่วนเครื่องกลนั่นเอง ซึ่งผู้วิจัยได้ทำการศึกษาและรวบรวมข้อมูลจากหนังสือ และเอกสารต่างๆตามทีละขั้นตอนในบรรณานุกรม โดยการคำนวณได้มุ่งเน้นไปที่ผลลัพธ์สุดท้ายคือขนาดของชิ้นส่วนเครื่องกลโดยกำหนดอยู่ในมาตรฐาน 4 ระบบ คือ ANSI (Metric), DIN, ISO และ JIS

3.2 สร้างแบบจำลอง 3 มิติของชิ้นส่วนต้นแบบ

ขั้นตอนต่อมาคือการสร้างแบบจำลอง 3 มิติ (3D Solid Modeling) ด้วยโปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 (Solidworks 2004) โดยจัดทำเป็นฟีทเจอร์ตามแบบมาตรฐาน และสร้างสมการความสัมพันธ์ระหว่างขนาดต่างๆของชิ้นส่วนในรูปแบบพารามेटริก (Parametric) และทำการบันทึกเป็นแฟ้มมาโคร (Macro Files) ซึ่งแฟ้มมาโครที่สร้างขึ้นมานี้ จะเป็นการบันทึกขั้นตอนและตัวแปรต่างๆในการสร้างแบบจำลอง ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้กับ เอ พี ไอ (API) ร่วมกับการเขียนโปรแกรมใช้งานด้วยโปรแกรมวิซวลเบสิกได้

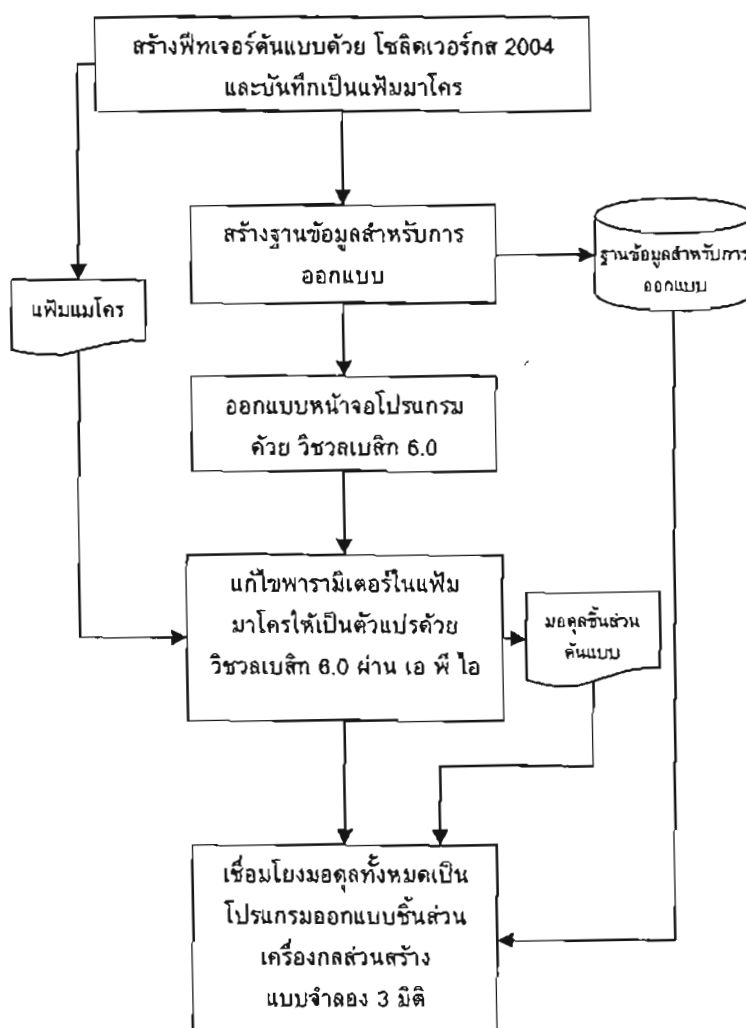
3.3 จัดทำฐานข้อมูลสำหรับการออกแบบ

ในการออกแบบนั้นการเก็บรวบรวมข้อมูลสำหรับการออกแบบ และวิธีการนำข้อมูลมาใช้มีความสำคัญอย่างยิ่ง สำหรับชิ้นส่วนเครื่องกลแล้ว ข้อมูลที่ต้องนำมาใช้ในการออกแบบมีหลายอย่าง อาทิเช่น ขนาดมาตรฐาน, คุณสมบัติวัสดุที่ใช้ทำชิ้นส่วนเครื่องกล และชนิดของชิ้นส่วนเครื่องกล เป็นต้นหากไม่มีการจัดเก็บที่ดีแล้ว การสืบค้นมาใช้งานก็ทำได้ยาก การจัดเก็บข้อมูลในรูปแบบฐานข้อมูลเป็นวิธีที่ดี เพราะสามารถทำการสืบค้นมาใช้งานได้ง่ายและรวดเร็ว ประหยัดที่เก็บ และสามารถแก้ไขหรือเพิ่มเติมข้อมูลได้อย่างสะดวก สามารถดึงข้อมูลมาประยุกต์ใช้ได้โดยตรงทั้งการคำนวณ และการสร้างแบบจำลองเรขาคณิต ฐานข้อมูลชิ้นส่วนเครื่องกลนี้รวบรวมมาจากเอกสาร, เว็บไซต์ และซอฟต์แวร์หลายแห่ง โดยอ้างอิงตามมาตรฐาน ANSI (Metric), DIN, ISO และ JIS โดยจะเลือกชิ้นส่วนเครื่องกลที่นิยมใช้ในงานเครื่องกล

3.4 การเขียนโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล จะแบ่งการทำงานออกเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ (3D Model Creator Section) และส่วนคำนวณ (Calculator Section)

3.4.1 โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ ในส่วนนี้จะมีหน้าต่างรับข้อมูลขนาดต่างๆของชิ้นส่วนเครื่องกล โดยผู้ใช้ที่ทราบขนาดของชิ้นส่วนเครื่องกลที่ต้องการสร้างแบบจำลอง 3 มิติแล้ว สามารถป้อนข้อมูลขนาดต่างๆของชิ้นส่วนเครื่องกลเข้าไปโดยตรง เมื่อกดปุ่มสร้างชิ้นส่วน (Create Part) โปรแกรมจะทำการเปิดโปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 ข้อมูลขนาดที่ป้อนเข้าไปจะส่งไปยังโปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 เพื่อสร้างชิ้นส่วนตามขนาดอย่างรวดเร็ว

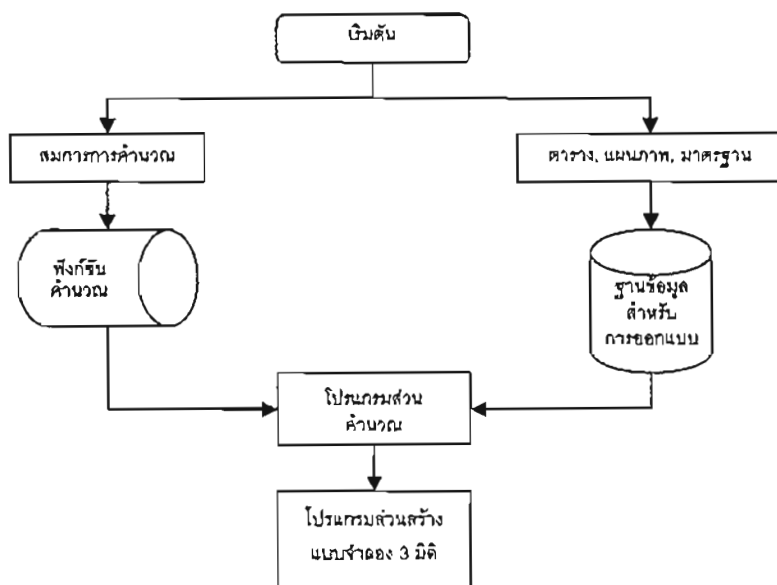


ภาพที่ 3-2 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการสร้างโปรแกรมช่วยออกแบบ
ชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ

ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ เป็นไปตามภาพที่ 3-2 ดังที่กล่าวในหัวข้อที่ 3.1, 3.2 และ 3.3 นั้น ขณะนี้จะมีฐานข้อมูลสำหรับ

การออกแบบ และแฟ้มมาโครของชิ้นส่วนต้นแบบ ขั้นตอนต่อมาคือเทคนิคการสร้างพีทเจอร์ จากหัวข้อ 2.14 โดยผสมผสานวิธีการใช้มาโครและวิธี เอ พี ไอ โดยแฟ้มมาโครจะบันทึก ขั้นตอนการสร้างชิ้นส่วนต้นแบบซึ่งประกอบจากพีทเจอร์ต่างๆ แต่แฟ้มมาโครที่บันทึกมาไม่สามารถนำมาใช้งานได้โดยตรง เพราะพารามิเตอร์ต่างๆ ของแต่ละพีทเจอร์ถูกบันทึกไว้เป็น ค่าคงที่ตามข้อมูลขณะบันทึก ดังนั้นจึงต้องนำแฟ้มมาโครมาทำการแก้ไขโดยเปลี่ยน ค่าพารามิเตอร์ของขนาดที่ต้องการเป็นลักษณะตัวแปร ซึ่งตัวแปรนี้สามารถรับค่าข้อมูลที่เปลี่ยนแปลงตามที่ใช้กำหนด และส่งค่ากลับไปให้แต่ละพีทเจอร์ ทำให้แบบจำลองชิ้นส่วนสามารถ เปลี่ยนขนาดได้ตามที่ผู้ใช้กำหนด ซึ่งขั้นตอนดังกล่าวจัดทำโดยการเขียนโปรแกรมด้วย โปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0 ผ่านทาง เอ พี ไอ และจัดเก็บเป็นมอดูล (Module) ของชิ้นส่วน ต้นแบบต่อไป

3.4.2 โปรแกรมส่วนคำนวณ เป็นส่วนที่ทำการรับข้อมูลเงื่อนไขต่างๆ ที่ต้องการเพื่อ คำนวณหาขนาดของชิ้นส่วนที่ต้องการออกแบบ เช่นมาตรฐานที่เลือกใช้, แรงกระทำ, วัสดุที่ใช้ เป็นต้น แล้วนำมาคำนวณโดยหลักการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล โดยขนาดชิ้นส่วนที่ได้จะต้อง สอดคล้องกับขนาดมาตรฐานในฐานข้อมูลสำหรับการออกแบบ ค่าที่คำนวณได้จะส่งไปยัง โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ เพื่อให้ผู้ใช้ทำการสร้าง แบบจำลองชิ้นส่วนต่อไป ขั้นตอนการสร้างโปรแกรมส่วนคำนวณแสดงดังภาพที่ 3-3



ภาพที่ 3-3 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการสร้าง
โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนคำนวณ

จากภาพที่ 3-3 ข้อมูลการออกแบบจะแบ่งเป็น 2 ส่วนคือ ส่วนสมการการคำนวณและส่วนข้อมูล เช่น ตาราง, แผนภาพ, และมาตรฐานต่างๆ ส่วนสมการการคำนวณจะถูกนำมาเขียนโปรแกรมในรูปของฟังก์ชัน เพื่อจะสามารถเรียกมาใช้ได้สะดวกสำหรับการคำนวณที่ซ้ำๆ กัน ส่วนข้อมูลจะถูกเรียบเรียงจัดเก็บในรูปตารางฐานข้อมูลเป็นฐานข้อมูลสำหรับการออกแบบ จากนั้นข้อมูลทั้ง 2 ส่วนจะถูกรวมเป็นโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนคำนวณ ซึ่ง จะทำการรับข้อมูลจากผู้ใช้งานประมวลผลและค่าที่คำนวณได้จะส่งไปยังโปรแกรมช่วยออกแบบ ชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ

3.4.2.1 ขั้นตอนการออกแบบสลักเกลียว ดังที่กล่าวในหัวข้อที่ 2.7 การคำนวณเพื่อหาขนาดสลักเกลียว สามารถแบ่งได้ตามลักษณะของแรงดึงชั้นต้นในสลักเกลียวและแรงภายนอกที่มากระทำต่อสลักเกลียว ในการจัดทำโปรแกรมจะแบ่งเป็น 3 ประเภทคือ

ก) ไม่มีแรงดึงชั้นต้นและมีแรงภายนอกในแนวแกน (No Pre-Tension under Axial Loading) เช่น ตะขอเกลียวฝังติดเครื่องจักรเพื่อใช้ยกเพื่อเคลื่อนย้าย

ข) มีแรงดึงชั้นต้นไม่มีแรงภายนอกกระทำในแนวแกน (Pre-Tension No Axial Loading) เช่น เกลียวขันยึดดุมคาน

ค) มีแรงดึงชั้นต้นและมีแรงภายนอกกระทำ (Pre-Tension under External Loading) เป็นลักษณะที่ใช้กันทั่วไป โดยโปรแกรมจะรับข้อมูลแรงภายนอกในลักษณะเอียงศูนย์ เมื่อแรงกระทำเป็นมุม 90° ก็จะเป็นแรงกระทำในแนวแกน เมื่อแรงกระทำเป็นมุม 0° ก็จะเป็นแรงเฉือน

ในที่นี้จะแสดงขั้นตอนการคำนวณตามแบบ ค) ซึ่งมีขั้นตอนดังภาพที่ 3-4 ข้อมูลที่ต้องป้อนให้กับโปรแกรม ได้แก่

ข้อมูลรายละเอียดการออกแบบ (Design Specifications) ได้แก่ มาตรฐานที่เลือกใช้, ชนิดของสลักเกลียว และชั้นคุณสมบัติของเกลียว (Property Class) ข้อมูลเหล่านี้จะเข้าถึงตารางมาตรฐานในฐานข้อมูลสำหรับการออกแบบ

ข้อมูลสำหรับคำนวณ ได้แก่ แรงที่กระทำต่อสลักเกลียว F , มุมของแรงที่กระทำต่อสลักเกลียว θ , จำนวนสลักเกลียวที่ใช้ n , ความหนาของชิ้นงานที่สลักเกลียวยึดอยู่ t_1 & t_2 , วัสดุของชิ้นงานทั้งสอง และค่าความปลอดภัย N

ขั้นตอนแรกจะทำการคำนวณหาค่าแรงโดยแตกแรงในแนวระดับ และแนวตั้ง ตามสมการ		
แรงในแนวระดับ	$= F \cos \theta$	N
แรงในแนวตั้ง	$= F \sin \theta$	N

ต่อมาหาแรงในแนวแกน F_n ที่กระทำต่อสลักเกลียวแต่ละตัว

$$F_n = \frac{F \cos \theta}{n} \quad \text{N}$$

โดยที่ f คือค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างชิ้นงานทั้งสองซึ่งจะได้จากฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

หาแรงดึงขั้นต้น F_i ที่กระทำต่อสลักเกลียวแต่ละตัว

$$F_i = F_n + \frac{F \sin \theta}{n} \quad \text{N}$$

หาความเค้นออกแบบจากความเค้นของวัสดุที่ใช้โดยดึงข้อมูลจากฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{N/mm}^2$$

หาความเค้นดึงและความเค้นเฉือน

ความเค้นดึง $\sigma_t = \frac{F_i}{A_s} \quad \text{N/mm}^2$

ความเค้นเฉือน $\tau = \frac{F \sin \theta}{n A_s} \quad \text{N/mm}^2$

A_s คือพื้นที่รับความเค้นของสลักเกลียวซึ่งหาได้จากการแทนค่าความเค้นดึงและความเค้นเฉือนในสมการความเค้นเฉือนออกคตะฮีดรัลแล้วจัดรูปใหม่

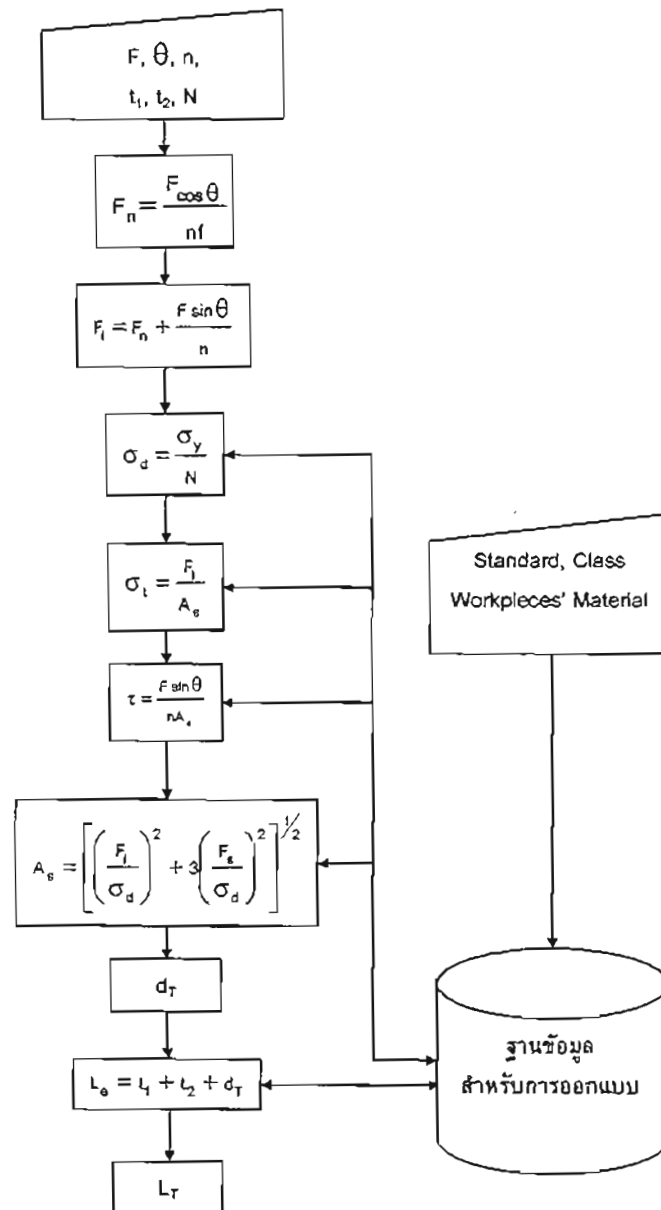
$$A_s = \left[\left(\frac{F_i}{\sigma_d} \right)^2 + 3 \left(\frac{F_s}{\sigma_d} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{mm}^2$$

จากนั้นจะนำค่าพื้นที่รับความเค้นที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและทำการเลือกเกลียวมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น d_T

ความยาวของสลักเกลียวหาได้จากการพิจารณาว่าสลักเกลียวร้อยทะลุชิ้นงานทั้งสองแล้วขันยึดด้วยน๊อตเกลียว

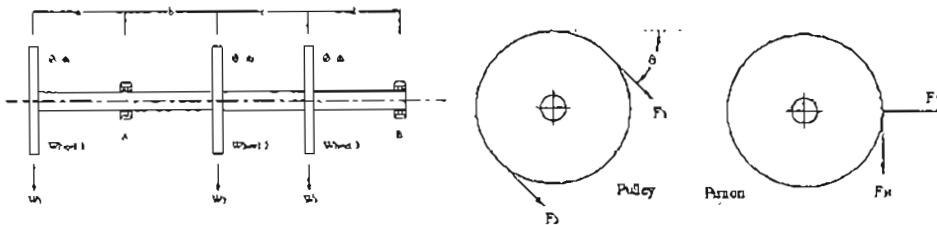
$$L_e = t_1 + t_2 + d_T \quad \text{mm}$$

จากนั้นจะนำความยาวที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและทำการหาความยาวมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น L_T



ภาพที่ 3-4 แผนภาพลำดับงานแสดงขั้นตอนการคำนวณหาขนาดสลักเกลียว

3.4.2.2 ขั้นตอนการออกแบบเพลลา ดังที่กล่าวในหัวข้อที่ 2.8 การคำนวณเพื่อหาขนาดเพลลาตามโค้ดของ ASME พิจารณาแผนผังวัตถุอิสระของเพลลาต้นตามภาพที่ 3-5 เพลลาหมุนรับแรงขับจากมอเตอร์ที่มีกำลัง P ความเร็วรอบ n ผ่านสายพานที่มีแรงดึงขณะใช้งาน F_{11} และ F_{12} ทำมุม θ_1 กับแนวระดับ สู่พูลเลย์ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง d_1 มีน้ำหนัก W_1 ส่งกำลังออกไปยังเฟือง 2 ตัวบนเพลลาเดียวกันที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง d_2 , น้ำหนัก W_2 , มุมกด (Pressure Angle) P_{a2} และเส้นผ่านศูนย์กลาง d_3 , น้ำหนัก W_3 , มุมกด (Pressure Angle) P_{a3} , ตามลำดับ เพลารองรับด้วยดัดลูกปืนที่ตำแหน่ง A และ B ระยะระหว่างจุดต่างๆ เท่ากับ a, b, c และ d ตามลำดับดังภาพ ขั้นตอนการคำนวณแสดงดังภาพที่ 3-6



ภาพที่ 3-5 แผนผังวัตถุอิสระของเพลลา

ขั้นตอนการคำนวณมีดังนี้

หาแรงบิด
$$T = \frac{60P}{2\pi n} \quad \text{Nm}$$

หาแรงกระทำในแนวระดับ (Horizontal) ที่แต่ละจุด

$$F_{1H} = (F_{11} + F_{12}) \cos \theta \quad \text{N}$$

$$F_{2H} = \left(\frac{D_2}{D_2 + D_3} \right) T \quad \text{N}$$

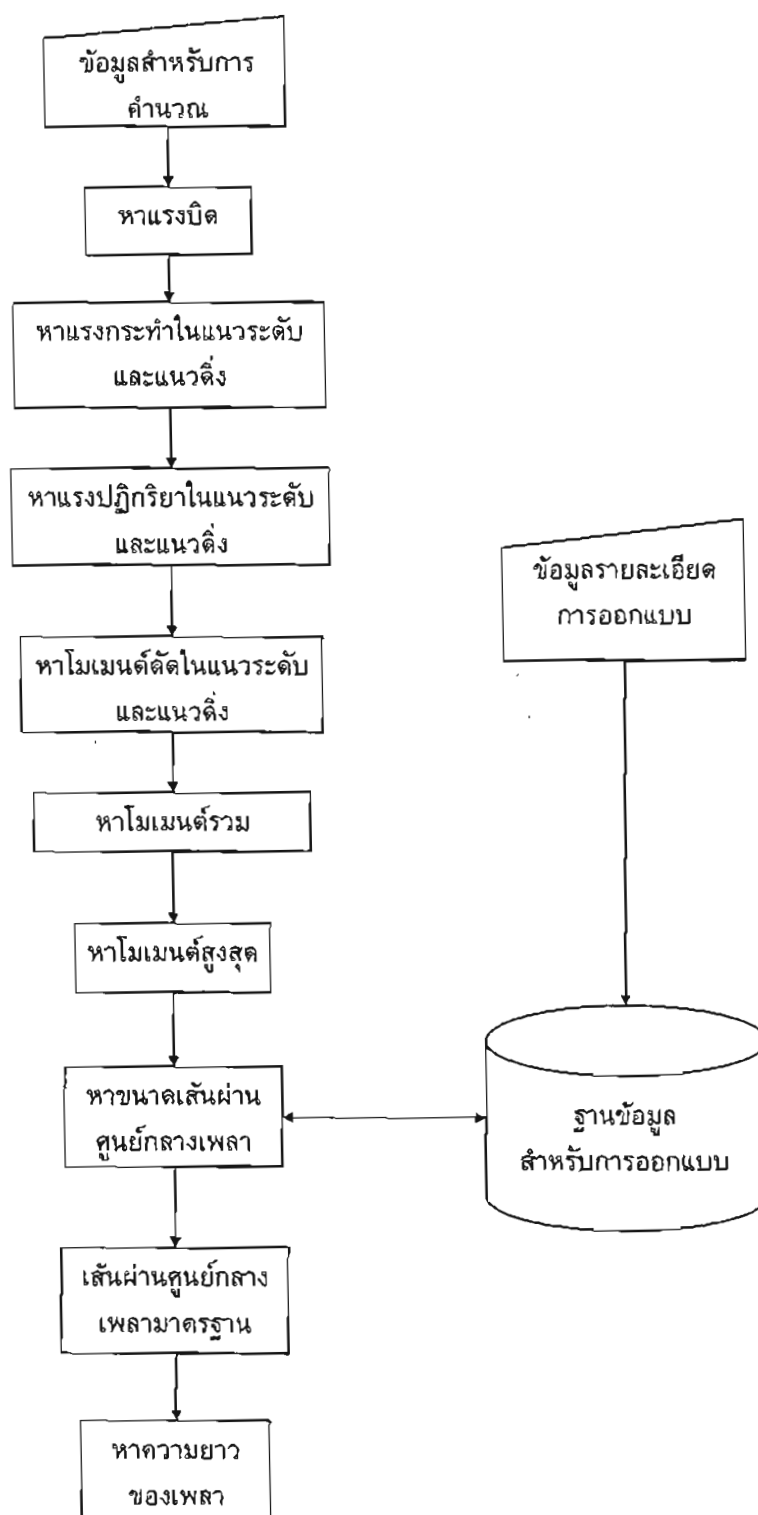
$$F_{3H} = \left(\frac{D_3}{D_2 + D_3} \right) T \quad \text{N}$$

หาแรงกระทำในแนวตั้ง (Vertical) ที่แต่ละจุด

$$F_{1V} = (F_{11} + F_{12}) \sin \theta + W_1 g \quad \text{N}$$

$$F_{2V} = F_{2H} \tan(P_{a2}) + W_2 g \quad \text{N}$$

$$F_{3V} = F_{3H} \tan(P_{a3}) + W_3 g \quad \text{N}$$



ภาพที่ 3-6 แผนภาพลำดับงานขั้นตอนการคำนวณหาขนาดเพลลา

หาแรงปฏิกิริยาในแนวระดับ

$$R_{BH} = \frac{-(F_{1H})(a) + (F_{2H})(b) + (F_{3H})(b + c)}{(b + c + d)} \quad N$$

$$R_{AH} = (F_{1H}) + (F_{2H}) + (F_{3H}) - R_{BH} \quad N$$

หาโมเมนต์ตัดในแนวดิ่ง

$$M_{1H} = (R_{AH})(a) \quad Nmm$$

$$M_{2H} = (R_{AH})(b) \quad Nmm$$

$$M_{3H} = (R_{BH})(d) \quad Nmm$$

หาแรงปฏิกิริยาในแนวตั้ง

$$R_{BV} = \frac{-(F_{1V})(a) + (F_{2V})(b) + (F_{3V})(b + c)}{(b + c + d)} \quad N$$

$$R_{AV} = (F_{1V}) + (F_{2V}) + (F_{3V}) - R_{BV} \quad N$$

หาโมเมนต์ตัดในแนวนิ่ง

$$M_{1V} = (R_{AV})(a) \quad Nmm$$

$$M_{2V} = (R_{AV})(b) \quad Nmm$$

$$M_{3V} = (R_{BV})(d) \quad Nmm$$

หาโมเมนต์รวม

$$M_1 = \sqrt{M_{1H}^2 + M_{1V}^2} \quad Nmm$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2H}^2 + M_{2V}^2} \quad Nmm$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3H}^2 + M_{3V}^2} \quad Nmm$$

หาโมเมนต์สูงสุด

$$M_{\max} = \frac{\text{Max}(M_1, M_2, M_3)}{1000} \quad Nm$$

หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา

$$d_s = \left\{ \frac{16000}{\pi \tau_y} \left[(C_l T)^2 + (C_m M_{\max})^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \text{ mm}$$

โดยค่าตัวประกอบความล้า C_m , C_l และค่าความเค้นเฉือน τ_y จะอยู่ในฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

จากนั้นจะนำค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลาที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและทำการเลือกเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลามาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น d_T

ความยาวของเพลลาหาได้ผลรวมจากระยะห่างระหว่างแต่ละจุด

$$L = a + b + c + d \quad \text{mm}$$

3.4.2.3 ขั้นตอนการออกแบบสปริง ดังที่กล่าวในหัวข้อที่ 2.11 การคำนวณเพื่อหาขนาดสปริงจะใช้วิธี Trial & Error โดยจะสมมติค่า ดัชนีสปริง C เพื่อกำหนดค่าตัวประกอบของวาล์ K (Wahl's Factor) แทนลงในสมการ (2-103) เพื่อหาขนาดของลวดสปริง d ค่าดัชนีสปริงที่แนะนำอยู่ระหว่าง 5-10 โดยข้อมูลสำหรับการคำนวณที่กำหนดมาได้แก่ แรงกระทำสูงสุดที่กระทำต่อสปริง $F_{\max}$, แรงกระทำต่ำสุด $F_{\min}$, ระยะยุบตัวสูงสุด δ และเส้นผ่านศูนย์กลางโดยประมาณ D ข้อมูลรายละเอียดการออกแบบ ได้แก่ ชนิดของปลายสปริง, ลักษณะภาระงาน และวัสดุที่ใช้ทำสปริง โดยมีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

หาความเค้นสูงสุด $\sigma_u = \frac{A}{d^3} \quad \text{N/mm}^2$

ค่าสัมประสิทธิ์ A และ x ขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือก

หาความเค้นเฉือนออกแบบขึ้นอยู่กับลักษณะภาระงานซึ่งจะอยู่ในฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

หาขนาดลวดสปริงจาก $\tau_s = K \frac{8FC}{\pi d^2} \quad \text{N/mm}^2$

สำหรับการออกแบบสปริง การคำนวณจะใช้วิธี Trial & Error โดยจะสมมติค่า ดัชนีสปริง C เพื่อกำหนดค่าตัวประกอบของวาล์ K (Wahl's Factor) ค่าดัชนีสปริงที่แนะนำอยู่ระหว่าง 5-10 ดังนั้นโปรแกรมจะตั้งค่าดัชนีสปริงเบื้องต้นเท่ากับ 5 แทนในสมการข้างต้นเพื่อหาขนาดของลวดสปริง d จากนั้นนำค่าที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและ

ทำการเลือกขนาดมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น d_T และคูณกับค่าดัชนีสปริงได้
ค่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของขดสปริง $D_e = Cd$ mm

ค่า D_e ที่คำนวณได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับค่าเส้นผ่านศูนย์กลางโดยประมาณ D ถ้า
ไม่เท่ากัน โปรแกรมจะเปลี่ยนค่า C ใหม่ ± 0.001 ย้อนกลับไปคำนวณหาค่า d_T ใหม่จนค่า D_e
คู่เข้าหาค่า D จน $D_e \cong D$

หาอัตราสปริง (Spring Rate) $k = \frac{\Delta F}{\delta} = \frac{F_{max} - F_{min}}{\delta}$ N/mm

หาจำนวนขดทำการ $n = \frac{Gd}{8kC^3}$ ขด

ค่ายังส์มอดุลัส G ขึ้นอยู่กับวัสดุที่เลือกซึ่งจะอยู่ในฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

หาจำนวนขดจริงตามชนิดของปลายสปริง

ปลายธรรมดา (Plain Ends)	$n = n_t$
ปลายธรรมดาและเจียรนัย (Plain & Ground Ends)	$n = n_t - 1$
ปลายปิด (Closed Ends)	$n = n_t - 1.5$
ปลายปิดและเจียรนัย (Closed & Ground Ends)	$n = n_t - 2$

$$L_s = dn_t$$

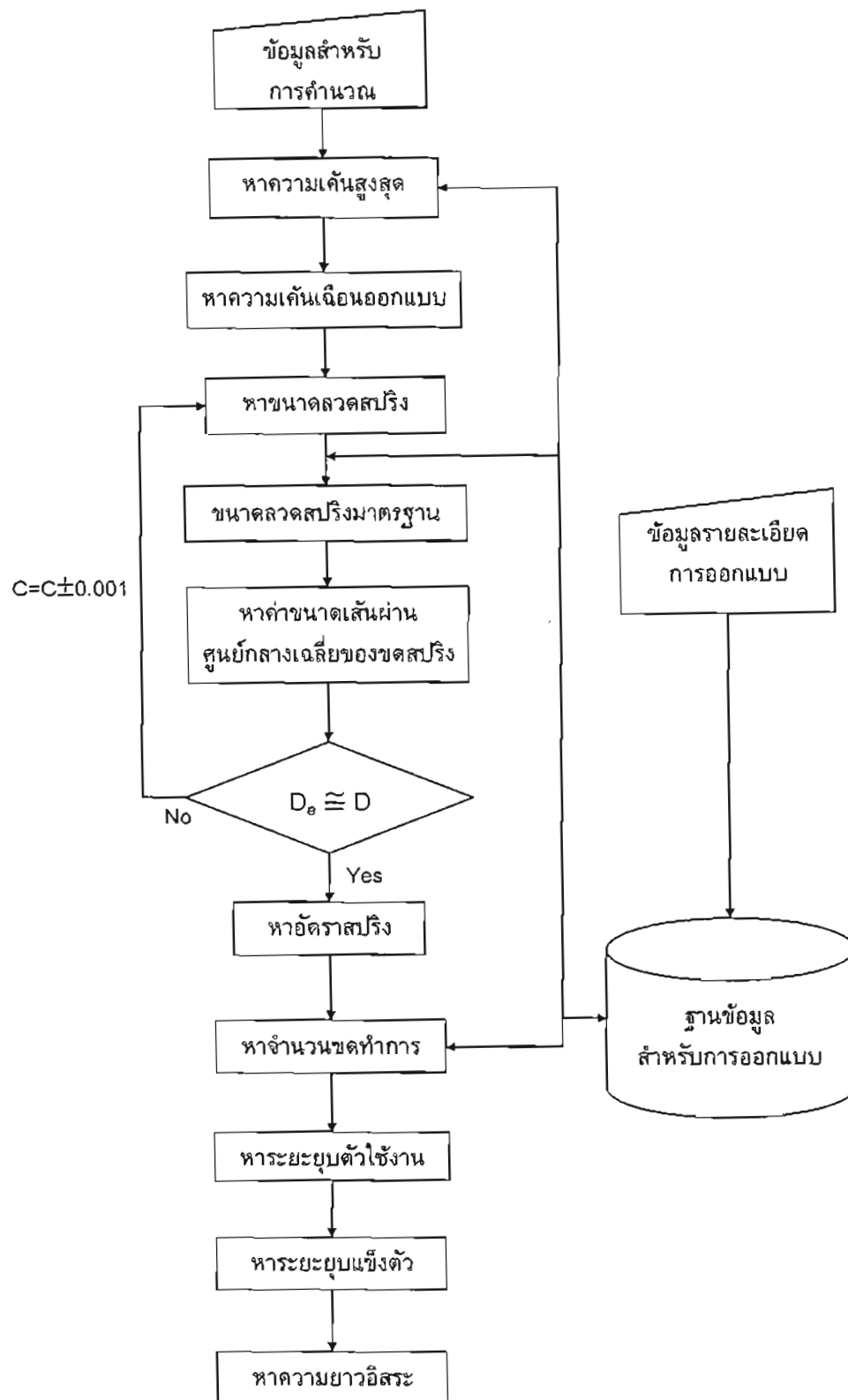
หาระยะยุบตัวใช้งาน $\delta_w = \frac{F_{max}}{k}$ mm

จากหัวข้อ 2.11.7 ความเผื่อการกดติด r_c ที่แนะนำเท่ากับ 0.20

หาระยะยุบแข็งตัว $\delta_s = \delta_w(1 + r_c)$ mm

หาความยาวอิสระ $L_f = \delta_s + L_s$ mm

ขั้นตอนการคำนวณแสดงการออกแบบสปริงในแผนภาพลำดับงานแสดงในภาพที่ 3-7



ภาพที่ 3-7 แผนภาพลำดับงานขั้นตอนการคำนวณหาขนาดสปริง

3.4.2.4 การคำนวณหาขนาดเฟืองฟันตรง ข้อมูลสำหรับการคำนวณที่กำหนดมา ได้แก่ กำลังขับ P , ความเร็วรอบเพลาชับ n , เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองขับ d_p , อัตราทด m_g , เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองตาม d_g , ความหนาของเฟือง b , ข้อมูลรายละเอียดการออกแบบ ได้แก่ มาตรฐาน, วัสดุทำเฟือง, มุมกดของเฟือง ขั้นตอนการคำนวณแสดงการออกแบบเฟืองในแผนภาพลำดับงานแสดงในภาพที่ 3-8

หาความเร็วพิตช์	$v = \pi d_p n$	m/s
-----------------	-----------------	-----

หาแรงพลวัต	$F_t = \frac{P}{v}$	N
------------	---------------------	---

สำหรับเฟืองทั่วไปตัวประกอบความเร็ว

$$K_v = \frac{3 + v}{3}$$

หาแรงกระทำต่อฟันเฟืองขณะใช้งาน	$F_d = K_v F_t$	N
--------------------------------	-----------------	---

หาค่ามอดูล (Module) ขึ้นอยู่กับมุมกดที่กำหนดมา

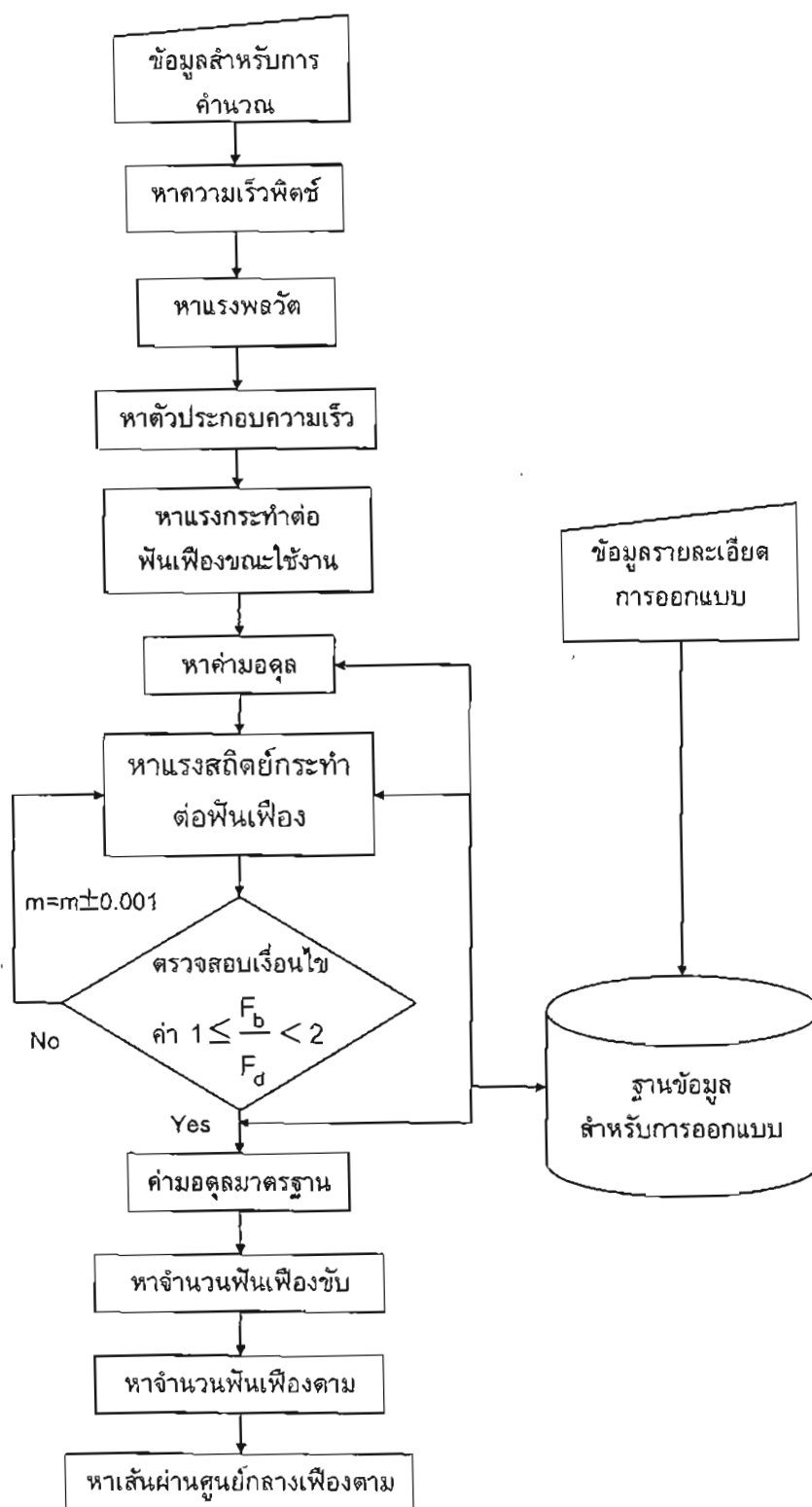
มุมกด 14.5°	$m = \sqrt{\frac{F_d}{0.177b\sigma}}$	mm
--------------------	---------------------------------------	----

มุมกด 20°	$m = \sqrt{\frac{F_d}{0.134b\sigma}}$	mm
------------------	---------------------------------------	----

หาแรงสถิตยกระทำต่อฟันเฟือง	$F_b = 0.25b\sigma m_T^2$	N
----------------------------	---------------------------	---

ตรวจสอบเงื่อนไขค่า $1 \leq \frac{F_b}{F_d} < 2$ ถ้าไม่ใช้โปรแกรมจะเปลี่ยนค่า m ใหม่ ± 0.001

ย้อนกลับไปคำนวณหาค่า F_b ใหม่จนอยู่ในเงื่อนไข จากนั้นจะนำค่ามอดูลที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและทำการหาค่ามอดูลมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น m_T



ภาพที่ 3-8 แผนภาพลำดับงานขั้นตอนการคำนวณหาขนาดเพื่อพื้นตรง

หาจำนวนพื้นเฟืองขับ	$N_p = \frac{d_p}{m_T}$	พื้น
หาจำนวนพื้นเฟืองตาม	$N_g = m_g N_p$	พื้น
หาเส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองตาม	$d_g = m_g d_p$	mm

3.4.2.5 การคำนวณหาขนาดลิ้ม เป็นการคำนวณต่อเนื่องจากการคำนวณขนาดเพลลา โดยปกติจะทำการหาเฉพาะความยาวของลิ้มเท่านั้น ข้อมูลสำหรับการคำนวณที่กำหนดมา ได้แก่ เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา d , ค่าความปลอดภัย N , โมเมนต์บิดที่เพลลาต้องการส่ง T , ข้อมูลรายละเอียดการออกแบบ ได้แก่ วัสดุทำลิ้ม ขั้นตอนการคำนวณแสดงการออกแบบลิ้มแสดงได้ดังต่อไปนี้

หาความเค้นออกแบบจากความเค้นของวัสดุที่ใช้โดยตั้งข้อมูลจากฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{N/mm}^2$$

หาค่าความกว้าง b และความสูง h ของลิ้มมาตรฐานได้จากขนาดเพลลาซึ่งจะอยู่ในฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ

$$\text{หาความยาวของลิ้ม} \quad L_e = \frac{4T}{bh\sigma_d} \quad \text{mm}$$

จากนั้นจะนำความยาวที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับฐานข้อมูลสำหรับออกแบบและทำการหาความยาวมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น L_T

3.5 ห้องสมุดชิ้นส่วน (Parts library)

ห้องสมุดชิ้นส่วน เป็นที่จัดเก็บชิ้นส่วนที่สร้างโดยโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วน ผู้ใช้สามารถเลือกก่อนได้ว่าจะจัดเก็บชิ้นส่วนที่สร้างขึ้นในห้องสมุดชิ้นส่วนหรือไม่ เมื่อเลือกที่จะจัดเก็บ หลังจากที่ยื่นส่วนถูกสร้างขึ้น ชิ้นส่วนจะถูกตั้งชื่อโดยอัตโนมัติและจัดเก็บในห้องสมุดชิ้นส่วนทันที หากภายหลังมีการสร้างชิ้นส่วนที่เหมือนกันและระบุว่า จะทำการจัดเก็บ ระบบจะทำการแจ้งว่ามีชิ้นส่วนดังกล่าวอยู่ในห้องสมุดชิ้นส่วนแล้ว เพื่อป้องกันการจัดเก็บชิ้นส่วนซ้ำซ้อน ทำให้ประหยัดเนื้อที่การจัดเก็บ

บทที่ 4

ผลการวิจัย

4.1 การทดสอบโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

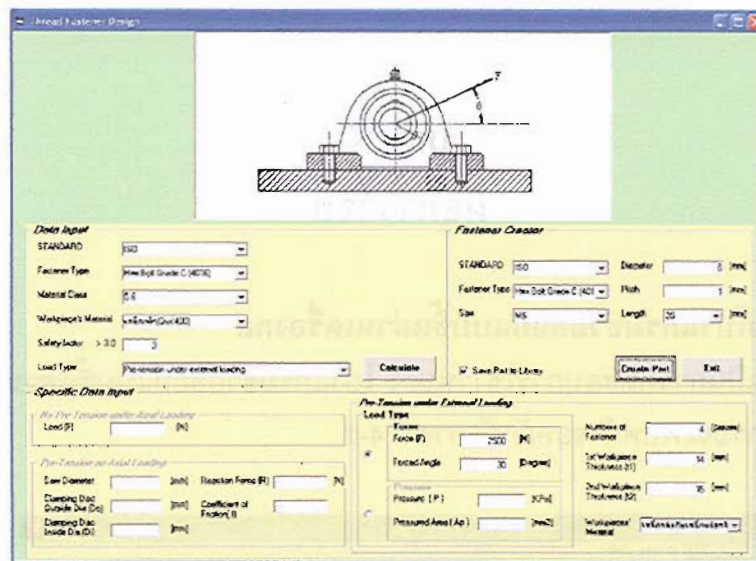
ในบทนี้จะเป็นการทดสอบการใช้งานของ โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลโดยเมื่อเริ่มเข้าโปรแกรมจะพบหน้าจอหลักดังภาพที่ 4-1



ภาพที่ 4-1 หน้าจอหลักของโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

หน้าจอหลักนี้จะเป็นส่วนที่ให้ผู้ใช้งานเลือกที่จะทำการสร้างชิ้นส่วนเครื่องกลใด โดยโปรแกรมสามารถคำนวณและสร้างชิ้นส่วนได้ ดังนี้คือ สลักเกลียว (Fasteners), เพลา (Shaft), ลิ้นสี่เหลี่ยม (Feather Key), เฟืองฟันตรง (Spur Gear and Pinion) และสปริง (Springs) ในส่วนของสปริงยังแยกย่อยเป็น สปริงกด (Compression Spring) และสปริงดึง (Extension Spring)

4.1.1 การทดลองออกแบบสลักเกลียว เมื่อทำการเลือกสร้างสลักเกลียวจะปรากฏหน้าจอของโมดูลการสร้างสลักเกลียวดังภาพที่ 4-2



ภาพที่ 4-2 หน้าจอของโปรแกรมช่วยออกแบบสลักเกลียว

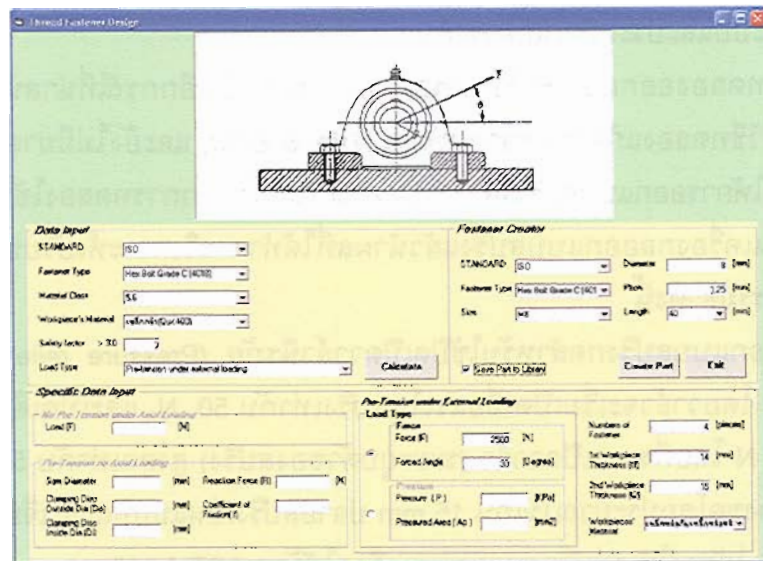
ต้องการหาขนาดสลักเกลียวเพื่อยึดแท่นมอเตอร์ขับเคลื่อนกับฐาน โดยใช้สลักเกลียว ISO 4016 ชั้นคุณสมบัติ 5.6 จำนวน 4 ตัว แรงดึงสายพานเท่ากับ 2500 N ทำมุม 30° กับแนวระดับ แท่นมอเตอร์และฐานรองทำจากเหล็กหล่อทั้งคู่ และมีความหนา 14 และ 15 mm ตามลำดับ กำหนดค่าความปลอดภัยเท่ากับ 3

เลือกชนิดภาระงาน (Load Type) เป็น (Pre-tension under axial loading) จากนั้นทำการใส่ข้อมูลดังนี้

STANDARD	:	ISO	
Fastener Type	:	Hex Bolt Grade C (4016)	
Material Class	:	5.6	
Safety Factor	:	3	
Force	:	2500	N
Forced Angle	:	30	degree
Numbers of Fastener	:	3	pieces
1 st Workpiece thick	:	14	mm
2 nd Workpiece thick	:	15	mm
Workpieces' Material	:	เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ	

แล้วกดปุ่มคำนวณ (Calculate) โปรแกรมจะทำการคำนวณและ หาค่ามาตรฐานในฐานข้อมูลสำหรับออกแบบ ส่งผลลัพธ์ไปยังส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติดังนี้

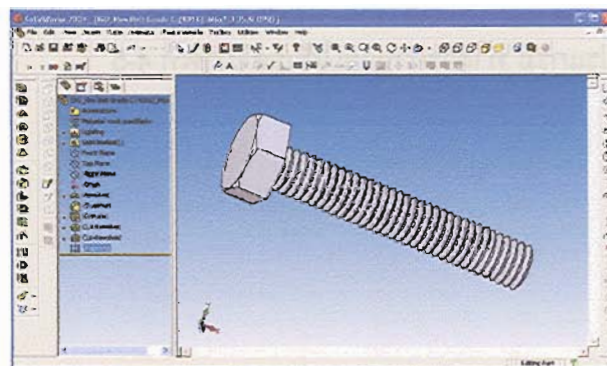
Size	: M8	
Diameter	: 8	mm
Pitch	: 1.25	mm
Length	: 40	mm



ภาพที่ 4-3 การใส่ข้อมูลและผลลัพธ์

เปรียบเทียบกับผลจากการคำนวณด้วยวิธีธรรมดาตามตัวอย่าง ข-1 ขนาดของสลักเกลียวที่ได้มีค่าเท่ากัน คือ สลักเกลียว ISO-4016 M8x 1.25 ยาว 40 mm

จากนั้นเมื่อกดปุ่มสร้างชิ้นส่วน (Create Part) โปรแกรมจะเข้าสู่โปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 เพื่อทำการสร้างแบบจำลอง 3 มิติ ได้ผลดังภาพที่ 4-4



ภาพที่ 4-4 ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสลักเกลียว

จากภาพที่ 4-4 สังเกตด้านบนของจอภาพจะเห็นว่า สลักเกลียวที่สร้างขึ้นได้รับการตั้งชื่อเป็น ISO_Hex Bolt Grade C (4016)_M8x1.25_L40.SLDPRT และบันทึกลงในห้องสมุดชิ้นส่วนโดยอัตโนมัติ ดังนั้นหากภายหลังมีการออกแบบคำนวณแล้วได้ผลเป็นชิ้นส่วนเดียวกัน ระบบจะแจ้งให้ผู้ใช้ทราบว่า มีชิ้นส่วนเดียวกันจัดเก็บอยู่ในห้องสมุดชิ้นส่วนแล้ว ผู้ใช้สามารถเลือกที่จะไม่บันทึกหรือบันทึกแทนที่ได้ ทำให้ไม่มีการจัดเก็บชิ้นส่วนเดียวกันซ้ำซ้อน จึงทำให้การจัดเก็บเป็นระบบและประหยัดเนื้อที่จัดเก็บ

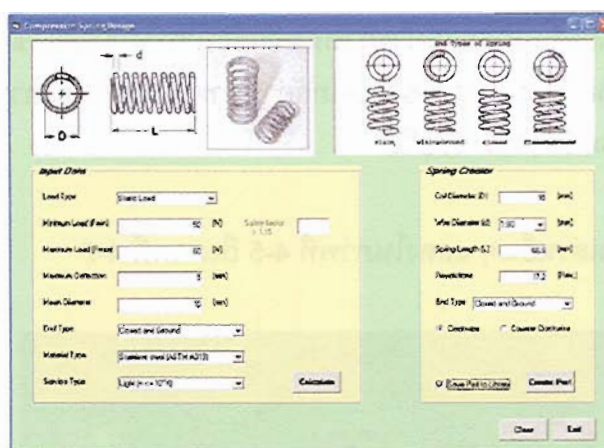
4.1.2 การทดลองออกแบบสปริง การออกแบบสปริงเป็นอีกกรณีที่น่าสนใจเพราะการคำนวณจะอาศัยวิธีทดลองแก้ความคลาดเคลื่อน (Trial & Error) และยังไม่มีมาตรฐานที่แน่ชัดสำหรับสปริง ทำให้การออกแบบสปริงมีความยืดหยุ่น ในที่นี้จะทำการทดลองใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลออกแบบสปริงแล้วนำผลที่ได้ทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบกับผลการคำนวณด้วยวิธีธรรมดา ดังนี้

ต้องการออกแบบสปริงกดสำหรับใช้ปิดเปิดวาล์วนิรภัย (Pressure relief valve) ของเครื่องอัดอากาศ โดยวาล์วจะเริ่มเปิดเมื่อแรงในสปริงเท่ากับ 50 N และเปิดเต็มที่เมื่อแรงในสปริงเท่ากับ 60 N โดยที่ระยะเปิดวาล์ว (ระยะยุบตัวของสปริง) สูงสุดเท่ากับ 5 mm กำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางขดโดยประมาณไม่เกิน 15 mm ปลายสปริงเป็นแบบปิดและเจียรนัย (Closed & Ground Ends) ให้การใช้งานเป็นงานเบา และเลือกใช้วัสดุ ASTM 313

ข้อมูลที่กำหนดมาได้แก่

แรงกระทำสูงสุด	$F_{\max}$	=	60	N
แรงกระทำต่ำสุด	$F_{\min}$	=	50	N
ระยะยุบตัวสูงสุด	δ	=	5	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางขดโดยประมาณ	d	$\leq$	15	mm
ปลายสปริง	แบบปิดและเจียรนัย			
การใช้งาน	งานเบา			
วัสดุ	ASTM 313 (Stainless Steel)			

เมื่อใส่ข้อมูลในโปรแกรม ทำการคำนวณได้ผลดังภาพที่ 4-5



ภาพที่ 4-5 การใส่ข้อมูลและผลลัพธ์ของการออกแบบสปริงกด

ขนาดของสปริงที่ได้จากการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลมีดังนี้

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง	=	1.80	mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขดสปริง	=	15.0	mm
ความยาวอิสระ	=	66.9	mm
จำนวนขด	=	17.20	ขด

ขนาดของสปริงที่คำนวณได้โดยวิธีธรรมดาตามรายละเอียดในตัวอย่างที่ ข-1 คือ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง	=	1.80	mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขดสปริง	=	14.40	mm
ความยาวอิสระ	=	67.28	mm
จำนวนขด	=	17.38	ขด

คำนวณเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของผลลัพธ์ระหว่างทั้ง 2 วิธีได้ดังนี้

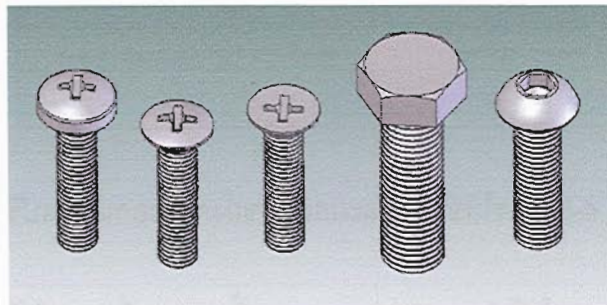
$$\text{เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง} = \frac{\text{ผลลัพธ์จากการใช้โปรแกรม} - \text{ผลลัพธ์จากการคำนวณ}}{\text{ผลลัพธ์จากการคำนวณ}} \times 100\%$$

ผลลัพธ์จากการใช้โปรแกรม-ผลลัพธ์จากการคำนวณ

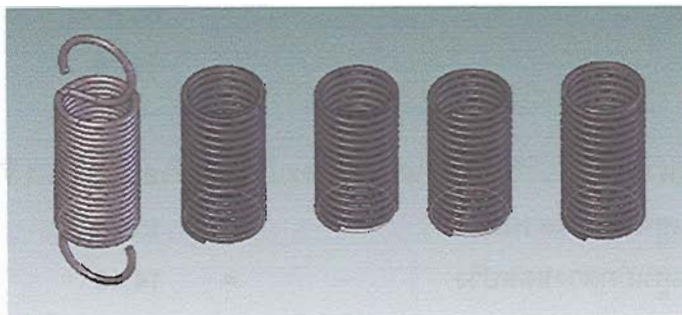
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง	=	0.00%
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขดสปริง	=	4.17%
ความยาวอิสระ	=	-0.56%
จำนวนขด	=	-1.04%

ความแตกต่างที่เกิดขึ้นเกิดจากการกำหนดค่าดัชนีสปริงเริ่มต้น ซึ่งโปรแกรมจะทำการคำนวณใหม่ให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขดเข้าใกล้ค่าที่กำหนดที่สุด และความแตกต่างที่เกิดขึ้นมีน้อยเห็นได้ว่าโปรแกรมมีความน่าเชื่อถือ

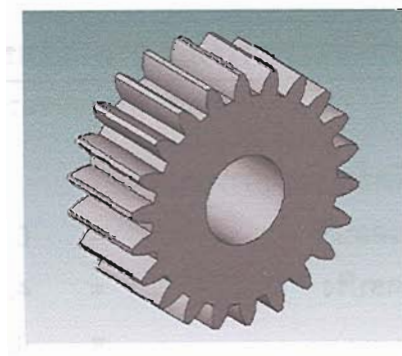
ตัวอย่างของการสร้างขึ้นส่วนอื่นๆ แสดงในภาพที่ 4-5 ถึงภาพที่ 4-7



ภาพที่ 4-5 ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสกรูเกลียวแบบต่างๆ



ภาพที่ 4-6 ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของสปริงกดและสปริงดึง



ภาพที่ 4-7 ผลการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของเฟืองฟันตรง

จากการทดลองจับเวลาในการสร้างแบบจำลอง 3 มิติด้วยวิธีทั่วไปคือเขียนโดยตรงบนโปรแกรม โซลิดเวิร์กส 2004 กับการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลได้ผลดังตารางที่ 4-1

ตารางที่ 4-1 เวลาในการสร้างแบบจำลอง 3 มิติด้วยวิธีทั่วไปกับการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล (นาทิจานาที่.1/100วินาที)

ชื่อชิ้นส่วน	เวลาที่ใช้ด้วยวิธีทั่วไป	เวลาที่ใช้ด้วยโปรแกรม
สปริงกดปลายธรรมดา	2:13.82	00:02.98
สปริงกดปลายธรรมดาและเจียรนัย	2:56.23	00:03.64
สปริงกดปลายปิด	4:39.44	00:08.46
สปริงกดปลายปิดและเจียรนัย	5:26.29	00:09.26
สปริงดึง	11:23.53	00:14.88
เฟืองตรง 22 ฟัน	8:22.68	00:04.01
สลักเกลียวหัวหกเหลี่ยม	7:45.55	00:04.52
หมุดเกลียวหัวแฉก	9:12.70	00:04.65

จากตารางที่ 4-1 เห็นได้ว่าการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลสามารถลดเวลาในการสร้างชิ้นส่วนได้อย่างมาก ทั้งนี้การสร้างชิ้นส่วนเครื่องกลด้วยวิธีธรรมดายังขึ้นอยู่กับความชำนาญในการใช้โปรแกรม CAD ของแต่ละบุคคล และเมื่อรวมกับเวลาในการคำนวณแล้วการใช้โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลจะยิ่งลดเวลาลงไปอย่างมาก

บทที่ 5

สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการสร้างโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูปเพื่อใช้ช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล ให้มีความถูกต้องและรวดเร็วขึ้น โดยใช้หลักการการสร้างพีทเจอร์ด้วยวิธีมาโครกับ เอ พี ไอ ผ่านการคำนวณจากโปรแกรมที่พัฒนาด้วย โปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0 ซึ่งทำหน้าที่รับข้อมูลการออกแบบจากผู้ใช้ อาทิเช่น แรงกระทำ, วัสดุ เป็นต้น มาทำการประมวลผลกับฐานข้อมูลการออกแบบ เพื่อส่งผลลัพธ์เป็นขนาดของชิ้นส่วนเครื่องกล สำหรับนำมาใช้สร้างชิ้นส่วนด้วยโปรแกรม โซลิดเวิร์กส 2004 โดยผลของโปรแกรมสามารถลดเวลาในการสร้างชิ้นส่วนเครื่องกลได้อย่างมาก

ความถูกต้องของชิ้นส่วนที่สร้างโดยโปรแกรม ขึ้นอยู่กับฐานข้อมูลการออกแบบ อันมีที่มาจากการรวบรวมข้อมูลการออกแบบจากแหล่งต่าง ๆ กับส่วนการคำนวณอันขึ้นอยู่กับทฤษฎีการออกแบบที่อ้างอิงมา จากรายละเอียดที่กล่าวมานี้สามารถสรุปได้ดังนี้

5.1 ประโยชน์ของงานวิจัย

5.1.1 โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล สามารถลดเวลาในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลได้มาก โดยมีความถูกต้องตามหลักการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล ทำให้ผู้ใช้ที่ไม่ชำนาญในการใช้โปรแกรมประเภท CAD สามารถสร้างชิ้นส่วนเครื่องกลได้โดยง่าย

5.1.2 โปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลส่วนสร้างแบบจำลอง 3 มิติ จะรับผลการคำนวณจากโปรแกรมส่วนคำนวณโดยตรง ทำให้ลดข้อผิดพลาดในการส่งข้อมูล

5.1.3 ระบบฐานข้อมูลออกแบบสามารถนำไปพัฒนาต่อ หรือเพิ่มเติมข้อมูลการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลอื่นได้ในอนาคต

5.1.4 หลักการที่ใช้ในงานวิจัยนี้ สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับงานออกแบบด้านอื่นๆ เช่น งานเฟอร์นิเจอร์ และงานแพชั่น เป็นต้น

5.2 องค์ความรู้ที่ได้จากการทำงานวิจัย

5.2.1 เรียนรู้การพัฒนาโปรแกรมโดยการเชื่อมโยงระหว่างโปรแกรมวิซวลเบสิก 6.0, โปรแกรมโซลิดเวิร์กส 2004 กับโปรแกรมฐานข้อมูลไมโครซอฟท์แอ็กเซส 2003

5.2.2 เรียนรู้การใช้เทคนิคพีทเจอร์เบสเพื่อการสร้างแบบจำลอง 3 มิติของชิ้นส่วนเครื่องกลที่สามารถควบคุมรูปทรงและขนาดตามที่ผู้ใช้กำหนด

5.3 ข้อจำกัดของโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล

5.3.3 ชนิดของชิ้นส่วนเครื่องกลที่สร้างได้มีจำนวนน้อย ไม่ครอบคลุมชิ้นส่วนเครื่องกลที่ใช้ทั้งหมด

5.3.4 ชิ้นส่วนเครื่องกลที่สร้าง มุ่งเน้นไปที่ชิ้นส่วนมาตรฐานเท่านั้น หากต้องออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกลอื่นๆ เช่น ชิ้นส่วนงานหล่อ ชิ้นส่วนงานกลึง เป็นต้น ก็ยังต้องอาศัยการออกแบบโดยวิธีอื่น

5.3.5 ด้วยข้อจำกัดเรื่องทุนและเวลา ทำให้การรวบรวมข้อมูลอาจยังไม่สมบูรณ์ เช่น ข้อมูลมาตรฐานถ้าต้องการฉบับสมบูรณ์ต้องซื้อกับทางองค์กรมาตรฐานนั้นๆ ซึ่งมีราคาสูง

5.4 ข้อเสนอแนะ

5.3.1 ควรพัฒนาโปรแกรมให้มีชิ้นส่วนเพิ่มให้ครบถ้วน

5.3.2 ผู้สนใจสามารถใช้หลักการในการวิจัยนี้ไปประยุกต์ใช้กับงานออกแบบด้านอื่นๆ

5.3.3 ควรมีการปรับปรุงฐานข้อมูลการออกแบบให้ทันสมัยเสมอ

5.3.4 หากมีโปรแกรม CAD ที่ดีกว่าที่ใช้ในงานวิจัยก็สามารถนำหลักการไปประยุกต์ใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้กับโปรแกรม

บรรณานุกรม

1. จักรพงศ์ ตริตรอง. การออกแบบผลิตภัณฑ์โมเดลไม้สำหรับทำพื้นรองเท้านักกีฬาด้วยวิธีพีทเจอร์. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2543.
2. ณัฐพงษ์ คงประเสริฐ. ระบบการออกแบบชิ้นส่วนสำหรับการบำรุงรักษาเครื่องจักรอย่างรวดเร็วในอุตสาหกรรมเฟอร์นิเจอร์ไม้. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมการผลิต ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต บัณฑิตวิทยาลัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2547.
3. ดำรง ไชยธีรานุวัตรศิริ. ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล. กรุงเทพฯ : เอช เอ็น กรุ๊ป. 2540.
4. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ด ยูเคชั่น. 2537.
5. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม2. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ด ยูเคชั่น. 2537.
6. Chih-Hsing Chu and Yung-Chang Hsu. "Similarity assessment of 3D mechanical components for design reuse." Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 22, (2006) : 332-341.
7. Der-Baau Perng and Chao-Fan Chang. "A new feature-based design system with dynamic editing." Computer ind. Engrng. 32(2), (1997) : 383-397.
8. Iyer N., Jayanti S., Lou K., Kalyanaraman Y., Ramani K. "Shape-based searching for product lifecycle applications." Computer-Aided Design. 37(13), (2005) : 1435-1446.
9. Jami J. Shah and Martti Mantyla. Parametric and feature-based CAD/CAM : concept, techniques, and applications. Newyork : John Wiley & sons, Inc. 1995.
10. Joseph Edward Shigley and Charles R. Mischke. Mechanical engineering design. 5th ed. Singapore : McGraw-Hill Book Co. 1989.
11. M. Luisa Martinez, Jesus Felez. "A constraint solver to define correctly dimensioned and overdimensioned parts." Computer-Aided design. 37, (2005) : 1353-1369.

12. Mohamed El-Mahalawi and R. Allen Miller. "A database system of mechanical components based on geometric and topological similarity." Computer-Aided Design. 35, (2003) : 83-105.
13. Singh, Nanua. System approach to computer-integrated design and manufacturing. Newyork : John Wiley & sons, Inc. 1996.
14. Solidworks 2001 Plus/API Fundamentals Designing Productivity Tools for Solidworks, Solidworks Corporation.
15. Taesik Hong, Kunwoo Lee, and Sungchan Kim. "Similarity comparison of mechanical parts to reuse existing designs." Computer-Aided Design. 38, (2006) : 973-984.
16. Zhang F. and Xue D. "Distribute database and knowledge base modeling for concurrent design." Computer-Aided Design. 34, (2002) : 27-40.
17. Zhu H. and Menq CH. "B-Rep model simplification by automatic fillet/round suppressing for efficient automatic feature recognition." Computer-Aided Design. 34(2), (2002) : 109-123.

ภาคผนวก ก

ข้อมูลสำหรับออกแบบ

ตารางที่ ก-1 เกสียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกสียวธรรมดา

ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางระบุ		ระยะพิคซ์ P	ขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลาง กลางพิคซ์ d_2, D_2	ขนาดเส้นผ่าน ศูนย์กลางน้อย		พื้นที่รับ ความเค้น (A_B) mm ²
ช่องที่ 1	ช่องที่ 2			d_1	D_1	
1.00		0.25	0.838	0.693	0.729	0.456
1.20		0.25	1.038	0.893	0.929	0.730
1.60		0.35	1.373	1.170	1.221	1.270
2.00		0.40	1.740	1.509	1.567	2.070
2.50		0.45	2.208	1.948	2.013	3.390
3.00		0.50	2.675	2.387	2.459	5.030
4.00	3.50	0.60	3.110	2.764	2.850	6.780
		0.70	3.545	3.141	3.242	8.780
	4.50	0.75	4.013	3.580	3.688	11.300
5.00		0.80	4.480	4.019	4.134	14.200
6.00		1.00	5.350	4.773	4.917	20.100
8.00		1.25	7.183	6.466	6.647	36.600
10.00	(9)	1.25	8.188	7.466	7.647	48.100
		1.50	9.026	8.160	8.376	58.000
	(11)	1.50	10.026	9.160	9.376	72.300
12.00		1.75	10.863	9.853	10.106	84.300
	14.00	2.00	12.701	11.546	11.835	115.000
16.00		2.00	14.701	13.546	13.835	157.000
20.00	18.00	2.50	16.376	14.933	15.294	192.000
		2.50	18.376	16.933	17.294	245.000
	22.00	2.50	20.376	18.933	19.294	303.000
24.00		3.00	22.051	20.319	20.752	353.000
	27.00	3.00	25.051	23.319	23.752	459.000
30.00		3.50	27.727	25.706	26.211	561.000
36.00	33.00	3.50	30.727	28.706	29.211	694.000
		4.00	33.402	31.093	31.670	817.000
	39.00	4.00	36.402	34.093	34.670	976.000
42.00		4.50	39.077	36.479	37.129	1120.000
	45.00	4.50	42.077	39.479	40.129	1300.000
48.00		5.00	44.752	41.866	42.587	1470.000
56.00	52.00	5.00	48.752	45.866	46.587	1760.000
		5.50	52.428	49.252	50.046	2030.000
	60.00	5.50	56.428	53.252	54.046	2360.000
64.00		6.00	60.103	56.639	57.505	2680.000
	68.00	6.00	64.103	60.639	61.505	3060.000

ที่มา : วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ตารางที่ ก-2 เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวละเอียด

สัญลักษณ์ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ $\times$ ระยะพิทช์ P)	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ d_2	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย d_1	พื้นที่รับความเค้น (A_s) mm^2
M8 $\times$ 1 M10 $\times$ 1 M12 $\times$ 1	7.35 9.35 11.35	6.773 8.773 10.773	39.2 64.5 96.1
M16 $\times$ 1 M20 $\times$ 1 M24 $\times$ 1	15.35 19.35 23.35	14.773 18.773 22.773	178.0 285.0 418.0
M30 $\times$ 1 M12 $\times$ 1.25 M16 $\times$ 1.5	29.35 11.026 15.026	28.773 10.16 14.16	663.0 88.1 167.0
M20 $\times$ 1.5 M24 $\times$ 1.5 M30 $\times$ 1.5	19.026 23.026 29.026	18.16 22.16 28.16	272.0 401.0 642.0
M36 $\times$ 1.5 M42 $\times$ 1.5 M48 $\times$ 1.5	35.026 41.026 47.026	34.16 40.16 46.16	940.0 1290.0 1710.0
M56 $\times$ 1.5 M64 $\times$ 1.5 M72 $\times$ 1.5	55.026 63.026 71.026	54.16 62.16 70.16	2340.0 3080.0 3910.0
M80 $\times$ 1.5 M20 $\times$ 2 M24 $\times$ 2	79.026 18.701 22.701	78.16 17.546 21.546	4850.0 258.0 384.0
M30 $\times$ 2 M36 $\times$ 2 M42 $\times$ 2	28.701 34.701 40.701	27.546 33.546 39.546	621.0 915.0 1260.0
M48 $\times$ 2 M56 $\times$ 2 M64 $\times$ 2	46.701 54.701 62.701	45.546 53.546 61.546	1670.0 2300.0 3030.0
M72 $\times$ 2 M80 $\times$ 2 M90 $\times$ 2	70.701 78.701 88.701	69.546 77.546 87.546	3860.0 4790.0 6100.0
M100 $\times$ 2 M110 $\times$ 2 M125 $\times$ 2	98.701 108.701 123.701	97.546 107.546 122.546	7560.0 9180.0 11900.0

ตารางที่ ก-2 (ต่อ)

สัญลักษณ์ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ $\times$ ระยะพิทช์ P)	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ d_2	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย d_1	พื้นที่รับความเค้น (A_g) mm^2
M30 $\times$ 3	28.051	26.319	581.0
M36 $\times$ 3	34.051	32.319	865.0
M42 $\times$ 3	40.051	38.319	1210.0
M48 $\times$ 3	46.051	44.319	1600.0
M56 $\times$ 3	54.051	52.319	2220.0
M64 $\times$ 3	62.051	60.319	2940.0
M72 $\times$ 3	70.051	68.319	3760.0
M80 $\times$ 3	78.051	76.319	4680.0
M100 $\times$ 3	98.051	96.319	7420.0
M125 $\times$ 3	123.051	121.319	11700.0
M140 $\times$ 3	138.051	136.319	14800.0
M160 $\times$ 3	158.051	156.319	19400.0
M42 $\times$ 4	39.402	37.093	1150.0
M48 $\times$ 4	45.402	43.093	1540.0
M56 $\times$ 4	53.402	51.093	2140.0
M64 $\times$ 4	61.402	59.093	2850.0
M72 $\times$ 4	69.402	67.093	3560.0
M80 $\times$ 4	77.402	75.093	4570.0
M90 $\times$ 4	87.402	85.093	5840.0
M100 $\times$ 4	97.402	95.093	7280.0
M125 $\times$ 4	122.402	120.093	11500.0
M140 $\times$ 4	137.402	135.093	14600.0
M160 $\times$ 4	157.402	155.093	19200.0
M180 $\times$ 4	177.402	175.093	24400.0
M72 $\times$ 6	68.103	64.639	3460.0
M80 $\times$ 6	76.103	72.639	4340.0
M90 $\times$ 6	86.103	82.639	5590.0
M100 $\times$ 6	96.103	92.639	7000.0
M110 $\times$ 6	106.103	102.639	8560.0
M125 $\times$ 6	121.103	117.639	11200.0
M140 $\times$ 6	136.103	132.639	14200.0
M160 $\times$ 6	156.103	152.639	18700.0
M180 $\times$ 6	176.103	172.639	23900.0

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ตารางที่ ก-3 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด

คุณสมบัติทางกล	ชั้นคุณสมบัติ											
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	6.8	10.9	12.9	14.9
ความต้านแรงดึงต่ำสุด (N/mm^2)	340	400		500		600			800	1000	1200	1400
สูงสุด (N/mm^2)	490	550		700		800			1000	1200	1400	1600
ความต้านแรงดึงแตกต่ำสุด (N/mm^2)	200	240	320	300	400	360	480	-	-	-	-	-
ความเค้นพิสูจน์ 0.2% ต่ำสุด (N/mm^2)	-	-	-	-	-	-	-	540	640	900	1080	1260
การยืดหลังจากขาด %	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7

ที่มา : วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ฉันทงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเกชั่น. 2537.

ตารางที่ ก-4 ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลียว

ชั้นคุณสมบัติ	4	5	6	8	10	12	14
ความเค้นพิสูจน์ (N/mm^2)	400	500	600	800	1000	1200	1400

ตารางที่ ก-5 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายระหว่างวัสดุต่างชนิดโดยประมาณ

วัสดุ	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย			
	สถิต f		เลื่อน f_0	
	แห้ง	เปียก	แห้ง	เปียก
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า	0.15 - 0.20	0.10	0.10 - 0.15	0.05
เหล็กกล้ากับเหล็กหล่อ, ทองเหลืองหรือบรอนซ์	0.18 - 0.25	0.10	0.15 - 0.20	0.05
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อหรือบรอนซ์	0.22 - 0.26	0.16	0.15 - 0.20	0.10
โลหะกับไม้	0.50 - 0.60	0.10	0.20 - 0.50	0.08
ไม้กับไม้	0.50 - 0.70	0.20	0.20 - 0.40	0.005 - 0.15
สายพานหนังกับเหล็กหล่อ หรือเหล็กหล่อเหนียว	0.50 - 0.60	0.30	0.30 - 0.50	0.20
ปะเก็นกับโลหะ	0.60	0.25	0.25	0.12
แผ่นผ้าเบรกและคลัตช์ ที่ทำจากใยหินกับเหล็กกล้า เหล็กหล่อเหนียว หรือเหล็กหล่อ	-	-	0.30 - 0.50	0.15 - 0.30

ตารางที่ ก-6 ขนาดระบุของเพลตามาตรฐาน ISO/R75-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น mm				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

ตารางที่ ก-7 ค่าตัวประกอบความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

ตารางที่ ก-8 ขนาดความยาวลิ้มมาตรฐานที่ควรเลือกใช้

ขนาดความยาวลิ้มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเป็น mm				
6	20	45	100	220
8	22	50	110	250
10	25	56	125	280
12	28	63	140	320
14	32	70	160	360
16	36	80	180	400
18	40	90	200	

ตารางที่ ก-9 ขนาดลิ้มมาตรฐานที่ใช้กับเพลานาต่าง ๆ

ขนาด เพลานา (d) mm	ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ้มสี่เหลี่ยมจัตุรัส ISO/R 773 ISO/R 774 b×h	ลิ้มแบน ISO 2491 ISO 2492 b×h	แนชเคิลคีย์* DIN 6881 b×h	ลิ้มวงเคิล ISO 3912		
				b×h ₁ ×R	t ₁	t ₂
3-4				1.0×1.40×4	1.0	0.6
4-5				1.5×2.60×7	2.0	0.8
5-6				2.0×2.60×7	1.8	1.0
6-7	2×2			2.0×3.70×10	2.9	1.0
7-8	2×2			2.5×3.70×10	2.7	1.2
8-10	3×3			3.0×5.00×13	3.8	1.4
10-12	4×4			3.0×6.50×16	5.3	1.4
12-14	5×5	5×3		4.0×6.50×16	5.0	1.8
14-16	5×5	5×3		4.0×7.50×19	6.0	1.8
16-18	5×5	6×4		5.0×6.50×16	4.0	2.3
18-20	6×6	6×4		5.0×7.50×19	5.5	2.3
20-22	6×6	6×4		5.0×9.00×22	7.0	2.3
22-25	8×7	8×5	8×3.5	6.0×9.00×22	6.5	2.8
25-28	8×7	8×5	8×3.5	6.0×10.0×25	7.5	2.8
28-32	8×7	8×5	8×3.5	8.0×11.0×28	8.0	3.3
32-38	10×8	10×6	10×4.0	10.0×13.0×32	10.0	3.3
38-44	12×8	12×6	12×4.0			
44-50	14×9	14×6	14×4.5			
50-58	16×10	16×7	16×5.0			
58-65	18×11	18×7	18×5.0			
65-75	20×12	20×8	20×6.0			
78-85	22×14	22×9	22×7.0			
85-95	25×14	25×9	25×7.0			
95-110	28×16	28×10	28×7.5			
110-130	32×18	32×11	32×8.5			
130-150	36×20	36×12	36×9.0			
150-170	40×22	40×14				
170-200	45×25	45×16				
200-230	50×28	50×18				
230-260	56×32					
260-290	63×32					
290-330	70×36					
330-380	80×40					
380-440	90×45					
440-500	100×50					

ที่มา : วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ถนังงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ :
ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ตาราง ก-10 มาตรฐานของพื้นเพื่อง

รายละเอียด	14½° FD	20° FD พิตช์หยาบ*	20° FD พิตช์ละเอียด*	20° FD stub	25° FD
แอดเดนติว	m	m	m	0.8m	m
ดีเทมคัม	1.157m	1.25m	1.2m + 0.05	m	1.25m
เกลียวรันช์	0.157m	0.25m	0.2m + 0.05	0.2m	0.25m
ความสูงใช้งาน	2m	2m	2m	1.6m	2m
ความสูงทั้งหมด	2.157m	2.25m	2.2m + 0.05	1.8m	2.25m

ตารางที่ ก-11 ขนาดเพื่องตามมาตรฐาน ANSI (Metric)

โมดูล (m), mm			
0.25	1.375	5	16
0.3	1.5	5.5	18
0.4	1.75	6	20
0.5	2	6.5	22
0.6	2.25	7	25
0.7	2.5	8	28
0.8	2.75	9	32
0.9	3	10	36
1	3.5	11	40
1.125	4	12	45
1.25	4.5	14	50

ตารางที่ ก-12 ขนาดเพื่องตามมาตรฐาน DIN

โมดูล (m), mm									
0.05	0.12	0.3	0.7	1.25	3	5	9	22	40
0.055	0.14	0.35	0.75	1.375	3.25	5.25	10	25	42
0.06	0.16	0.4	0.8	1.5	3.5	5.5	11	27	45
0.07	0.18	0.45	0.85	1.75	3.75	5.75	12	28	50
0.08	0.2	0.5	0.9	2	4	6	14	30	55
0.09	0.22	0.55	0.95	2.25	4.25	6.5	16	32	60
0.1	0.25	0.6	1	2.5	4.5	7	18	36	70
0.11	0.28	0.65	1.125	2.75	4.75	8	20	39	

ตารางที่ ก-13 ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน ISO

โมดูล (m), mm			
0.25	1.375	5	16
0.3	1.5	5.5	18
0.4	1.75	6	20
0.5	2	6.5	22
0.6	2.25	7	25
0.7	2.5	8	28
0.8	2.75	9	32
0.9	3	10	36
1	3.5	11	40
1.125	4	12	45
1.25	4.5	14	50

ตารางที่ ก-14 ขนาดเฟืองตามมาตรฐาน JIS

โมดูล (m), mm			
0.25	1.375	5	16
0.3	1.5	5.5	18
0.4	1.75	6	20
0.5	2	6.5	22
0.6	2.25	7	25
0.7	2.5	8	28
0.8	2.75	9	32
0.9	3	10	36
1	3.5	11	40
1.125	4	12	45
1.25	4.5	14	50

ตารางที่ ก-15 ค่าความเค้นสถิตยใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
เหล็กหล่อสีเทา			
ASTM 25	8	55	174
ASTM 35	12	82	212
ASTM 50	15	103	223
เหล็กกล้าหล่อ (คาร์บอนต่ำ)			
0.2% C ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
0.2% C WQT	25	172	250
เหล็กกล้าคาร์บอนตีขึ้น (forged)			
SAE 1020 case hardened และ WQT	18	124	156
SAE 1030 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
SAE 1035 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	23	159	190
SAE 1040 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	25	172	202
SAE 1045 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	30	207	215
SAE 1045 ชุบแข็งโดย WQT	32	220	205
SAE 1050 ชุบแข็งโดย OQT	35	241	223
เหล็กกล้าผสม			
SAE 2320 case hardened และ WQT	50	345	225
SAE 2345 ชุบแข็งโดย OQT	50	345	475
SAE 3115 case hardened และ OQT	37	255	212
SAE 3145 ชุบแข็งโดย OQT	53	365	475
SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4340 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4640 ชุบแข็งโดย OQT	55	379	475
SAE 6145 ชุบแข็งโดย OQT	67.5	465	475
วัสดุที่มีทองแดงเป็นส่วนผสม			
SAE 43 (ASTM B 147-52.8 A) (แมงกานีสบรอนซ์)	20	138	100
SAE 62 (ASTM B 143-52.1 A) (gun metal)	10	69	80
SAE 65 (ASTM B 144-52.3 C) (ฟอสเฟอ์บรอนซ์)	12	82	100
SAE 68 (ASTM B 148-52.98) (อลูมิเนียมบรอนซ์ ผ่านกรรมวิธี ทางความร้อน)	22	152	180
อโลหะ			
Bakelite, Micarta, Celeron	8	55	

ที่มา : วิธีวิธี อิงภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ตารางที่ ก-16 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

ชนิดของวัสดุ	ขนาดลวด (mm)	x	y	A	B
Hard-drawn wire (ASTM A227)	0.50-16.00	0.190	0.340	1780	560
Music wire (ASTM A228)	0.10-6.35	0.154	0.154	2150	565
Oil tempered wire (ASTM A229)	0.50-16.00	0.190	0.340	1855	560
Valve spring steel (ASTM 230)	1.50-6.25	0.100	0.150	1730	515
Cr-V steel (ASTM 231)	0.50-12.50	0.166	0.150	1976	151
Cr-Si steel (ASTM A401)	0.80-12.00	0.107	0.150	1965	515
Stainless steel (ASTM A331)	0.20-12.50	0.140	0.170	1840	360

ตารางที่ ก-17 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าที่ชุบแข็งได้

AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in., %	Reduction of Area, %	Impact Strength (Izod), ft-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Plain Carbon, Carburized Steels	C1015	73	46	30	71	93	149 C62 (.048")	ไม่พอใช้
	C1020	75	48	31	71	93	156 C62 (.046")	ไม่พอใช้
	C1022	83	47	27	66	81	163 C62 (.046")	ดี
	C1117	97	59	23	53	33	192 C65 (.045")	ดีมากถึงดีเลิศ
	C1118	113	77	17	45	16	229 C61 (.065")	ดีมากถึงดีเลิศ
	Plain Carbon, Hardened Steels							
	C1030	122-75	93-58	18-33	48-71	8-100	495-179	พอใช้ถึงดี
	C1040	113-89	86-62	19-33	48-68	36-72	262-183	พอใช้ถึงดี
	C1050	143-96	108-61	10-30	42-63	16-53	321-192	พอใช้ถึงดี
	C1060	160-103	112-68	12-28	40-60	14-23	321-212	ต้องแอนนีส
C1080	190-117	142-70	12-24	35-51	10-22	388-223	ต้องแอนนีส	
C1095	188-190	120-74	10-26	30-53	5-6	401-229	ต้องแอนนีส	
C1137	158-87	138-60	6-28	22-70	10-90	352-174	ดีถึงดีมาก	
C1141	237-94	188-68	7-28	58-63	9-81	461-192	ดีถึงดีมาก	
C1144	128-97	91-68	17-24	35-59	7-62	277-201	ดีถึงดีมาก	

ตารางที่ ก-17 (ต่อ)

AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in.,%	Reduction of Area %	Impact Strength (120d), ft.-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Alloy Steels, Hardening Grades								
4130	234-98	197-89	12-28	44-71	32-108	461-202		-
8630	250-115	230-93	10-26	47-70	33-114	495-217		-
1340	282-100	235-76	9-25	24-61	9-97	578-235		-
3140	280-112	249-92	11-23	49-69	9-97	555-223		-
4140	290-117	251-100	11-23	42-65	11-108	578-235		-
4340	284-142	228-130	11-21	48-64	18-77	555-293		-
5140	278-114	228-84	8-28	28-68	9-93	534-207		-
8740	290-119	240-100	10-25	42-64	21-88	578-241		-
4150	308-128	248-117	10-20	34-60	10-77	578-262		-
5150	312-116	250-102	9-22	31-62	7-78	601-241		-
6150	315-118	270-108	7-22	17-61	14-87	601-241		-
8650	282-123	250-114	11-22	41-62	9-78	555-255		-
9255	305-130	288-102	2-22	4-49	3-25	601-262		-
5160	322-115	260-106	4-24	9-60	2-63	627-229		-
4063	345-114	257-103	4-24	8-60	3-67	557-229		-
Alloy Steels, Carburizing Grades								
E3310	180,180	146,180	14,15	57,58	55,57	363,363	61,58 {.047"}	-
4320	218,211	178,173	14,13	48,51	28,29	429,415	63,59 {.075"}	-
4520	103,102	65,62	24,25	60,64	61,90	217,212	65,61 {.062"}	-
4620	119,115	83,80	20,21	59,64	52,69	277,248	63,59 {.075"}	-
4820	207,205	167,184	14,13	52,53	44,47	415,415	61,58 {.047"}	-
8620	188,167	149,120	12,14	52,53	26,30	388,341	64,61 {.075"}	-
E9310	173,168	135,137	16,16	60,60	61,39	363,341	62,60 {.047"}	-

ที่มา : วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2537.

ภาคผนวก ข

ตัวอย่างการคำนวณประกอบการออกแบบ

ตัวอย่าง ข-1 ตัวอย่างประกอบการคำนวณออกแบบสลักเกลียว

ต้องการหาขนาดสลักเกลียวเพื่อยึดแท่นมอเตอร์ขับเคลื่อนสายพานกับฐาน โดยใช้สลักเกลียว ISO 4016 ชั้นคุณสมบัติ 5.6 จำนวน 4 ตัว แรงดึงสายพานเท่ากับ 2500 N ทำมุม 30° กับแนวระดับ แท่นมอเตอร์และฐานรองทำจากเหล็กหล่อทั้งคู่ และมีความหนา 14 และ 15 mm ตามลำดับ กำหนดค่าความปลอดภัยเท่ากับ 3

ข้อมูลที่กำหนดมาได้แก่

ชั้นคุณสมบัติ	=	5.6	
แรงกระทำ	F	=	2500 N
มุมของแรงที่กระทำต่อเกลียว θ	=	30°	
จำนวนสลักเกลียว	=	4	ตัว
ความหนาของแท่นมอเตอร์	=	14	mm
ความหนาของฐาน	=	15	mm
วัสดุที่ทำแท่นมอเตอร์และฐาน	=	เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ	
ค่าความปลอดภัย	=	3	

ขั้นแรก แดกแรงกระทำในแนวแกน

$$\begin{aligned}\text{แรงในแนวระดับ} \quad F \cos \theta &= F \cos 30^\circ = (2500) \cos 30^\circ \\ &= 2165.06 \quad \text{N}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{แรงในแนวตั้ง} \quad F \sin \theta &= F \sin 30^\circ = (2500) \sin 30^\circ \\ &= 1250 \quad \text{N}\end{aligned}$$

จากตารางที่ ก-5 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างเหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ

$$f = \frac{0.22 + 0.26}{2} = 0.24$$

ต่อมาหาแรง F_n ที่กระทำต่อสลักเกลียวแต่ละตัว

$$F_n = \frac{F \cos \theta}{nf} = \frac{2165.06}{(4)(0.24)} = 2255.27 \quad \text{N}$$

หาแรงดึงชั้นต้น F_i ที่กระทำต่อสลักเกลียวแต่ละตัว

$$\begin{aligned} F_i &= F_n + \frac{F \sin \theta}{n} = 2255.27 + \frac{1250}{4} \\ &= 2567.77 \quad \text{N} \end{aligned}$$

จากตารางที่ ก-3 วัสดุชั้นคุณสมบัติ 5.6

ความเค้นออกแบบ $\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{300}{3} = 100 \quad \text{N/mm}^2$

หาความเค้นดึงและความเค้นเฉือน

ความเค้นดึง $\sigma_t = \frac{F_i}{A_s} = \frac{2567.77}{A_s} \quad \text{N/mm}^2$

ความเค้นเฉือน $\tau = \frac{F \sin \theta}{n A_s} = \frac{F_s}{A_s} = \frac{312.5}{A_s} \quad \text{N/mm}^2$

A_s คือพื้นที่รับความเค้นของสลักเกลียวซึ่งหาได้จากการแทนค่าความเค้นดึงและความเค้นเฉือนในสมการความเค้นเฉือนออกตะฮิตรัลแล้วจัดรูปใหม่

$$\begin{aligned} A_s &= \left[\left(\frac{F_i}{\sigma_d} \right)^2 + 3 \left(\frac{F_s}{\sigma_d} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= \left[\left(\frac{2567.77}{100} \right)^2 + 3 \left(\frac{312.5}{100} \right)^2 \right]^{1/2} \\ &= 26.24 \quad \text{mm}^2 \end{aligned}$$

จากนั้นนำค่าพื้นที่รับความเค้นที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับตารางที่ ก-1 และทำการเลือกเกลียวมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้

$$d_T = 8 \quad \text{mm}$$

ความยาวของสลักเกลียวหาได้จากการพิจารณาว่าสลักเกลียวร้อยทะลุชิ้นงานทั้งสองแล้วขันยึดด้วยแป้นเกลียว

$$L_e = t_1 + t_2 + d_T = 14 + 15 + 8 = 31 \quad \text{mm}$$

จากนั้นจะนำความยาวที่คำนวณได้ไปตรวจสอบกับข้อมูลเกลียวมาตรฐาน ISO-4016 และทำการหาความยาวมาตรฐานที่เท่ากันหรือมากกว่า 1 ขึ้นได้เป็น L_T

$$L_T = 40$$

mm

ดังนั้น เลือกใช้สลักเกลียว ISO-4016 M8x1.25 ยาว 40 mm

ตัวอย่าง ข-2 ตัวอย่างประกอบการคำนวณออกแบบสปริงกด

ต้องการออกแบบสปริงกดสำหรับใช้ปิดเปิดวาล์วนิรภัย (Pressure relief valve) ของเครื่องอัดอากาศ โดยวาล์วจะเริ่มเปิดเมื่อแรงในสปริงเท่ากับ 50 N และเปิดเต็มที่เมื่อแรงในสปริงเท่ากับ 60 N โดยที่ระยะเปิดวาล์ว (ระยะยุบตัวของสปริง) สูงสุดเท่ากับ 5 mm กำหนดเส้นผ่านศูนย์กลางขดโดยประมาณไม่เกิน 15 mm ปลายสปริงเป็นแบบปิดและเจียรนัย (Closed & Ground Ends) ให้การใช้งานเป็นงานเบา และเลือกใช้วัสดุ ASTM 313

ข้อมูลที่กำหนดมาได้แก่

แรงกระทำสูงสุด	$F_{\max} =$	60	N
แรงกระทำต่ำสุด	$F_{\min} =$	50	N
ระยะยุบตัวสูงสุด	$\delta =$	5	mm
เส้นผ่านศูนย์กลางขดโดยประมาณ	$D \leq$	15	mm
ปลายสปริง	แบบปิดและเจียรนัย		
การใช้งาน	งานเบา		
วัสดุ	ASTM 313 (Stainless Steel)		

จากตาราง ก-18 และสมการ (2-98)

สำหรับ วัสดุ ASTM 313 ; ความเค้นสูงสุด $\sigma_u = \frac{A}{d^x} = \frac{1840}{d^{0.140}} \quad \text{N/mm}^2$

จากตารางที่ 2-3

สำหรับงานเบา ; ความเค้นเฉือนออกแบบ $\tau_d = 0.320\sigma_u = \frac{588.8}{d^{0.140}} \quad \text{N/mm}^2$

จากสมการ (2-103)

ความเค้นเฉือนออกแบบ $\tau_d = K \frac{8FC}{\pi d^2}$

สำหรับการออกแบบสปริง การคำนวณจะใช้วิธี Trial & Error โดยจะสมมติค่า ดัชนีสปริง C เพื่อกำหนดค่าตัวประกอบของวาล์ว K (Wahl's Factor) แทนลงในสมการ (2-103) เพื่อหา

ขนาดของลวดสปริง d ค่าดัชนีสปริงที่แนะนำอยู่ระหว่าง 5-10 ดังนั้นทดลองเลือกค่าดัชนีสปริงเท่ากับ 8 จากภาพที่ 2-29 และสมการที่ (2-102) ได้ค่า K เท่ากับ 1.184

แทนค่าในสมการ (2-103)	$\frac{588.8}{d^{0.140}} = \frac{(1.184)(8)(60)(8)}{\pi d^2}$	N/mm^2
แก้สมการได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง	$d = 1.622$	mm
จากขนาดลวดมาตรฐานเลือกใช้ลวดขนาด	$d = 1.80$	mm

จากสมการ (2-106)

หาอัตราสปริง (Spring Rate)	$k = \frac{\Delta F}{\delta} = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{\delta}$	N/mm
	$= \frac{60 - 50}{5} = 2$	N/mm

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิม (Stainless Steel)	$G = 70$	kN/mm^2
จำนวนขดทำการ	$n = \frac{Gd}{8kC^3}$	ขด
	$= \frac{(70000)(1.80)}{(8)(2)(8^3)} = 15.38$	ขด

จากตารางที่ 2-2

สำหรับสปริงปลายปิดและเฉียงน้อย จำนวนขดจริง	$n_t = n + 2 = 15.38 + 2$	
	$= 17.38$	ขด

และความยาวแข็งตัว

$L_s = d(n + 2)$	
$= (1.80)(17.38) = 31.28$	mm

ระยะยุบตัวใช้งาน

$\delta_w = \frac{F_{\max}}{k} = \frac{60}{2} = 30$	mm
---	-------------

จากหัวข้อ 2.11.7 ความเผื่อการกดติด r_c ที่แนะนำเท่ากับ 0.20 และจากสมการ (2-108)

ระยะยุบแข็งตัว	$\delta_s = \delta_w(1 + r_c)$	
	$= (30)(1 + 0.20) = 36$	mm

จากสมการ (2-107) ความยาวอิสระ $L_r = \delta_s + L_s = 36 + 31.28$
 $= 67.28$ mm

เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของชุดสปริง $D = Cd = (8)(1.80)$
 $= 14.40$ mm

ตรวจสอบความเค้นแข็งตัวว่ามากกว่าที่วัสดุจะรับได้หรือไม่
 แรงแข็งตัว $F_s = k\delta_s = (2)(36) = 72$ N

ความเค้นแข็งตัว $\tau_s = \frac{K\delta_s C}{\pi d^2}$
 $= \frac{(1.184)(8)(72)(8)}{\pi(1.80)^2} = 536$ N

จากหัวข้อ 2.11.2 ความต้านแรงเฉือนคราก $\tau_y = 0.47\sigma_u = (0.47)(1840)$
 $= 864.8$ N

จากการคำนวณ $\tau_s < \tau_y$ ดังนั้นสปริงที่ออกแบบมานี้ปลอดภัยจากความเค้นแข็งตัว

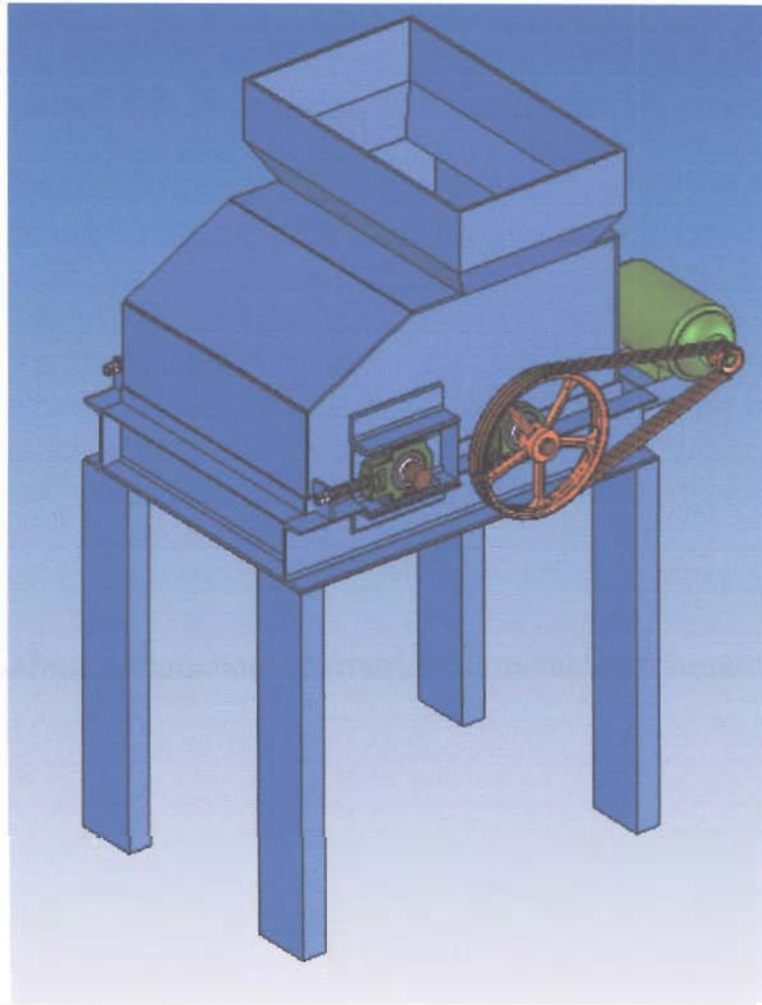
ขนาดของสปริง ที่คำนวณได้คือ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางลวดสปริง	=	1.8	mm
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางชุดสปริง	=	14.40	mm
ความยาวอิสระ	=	67.28	mm
จำนวนชุด	=	17.38	ชุด

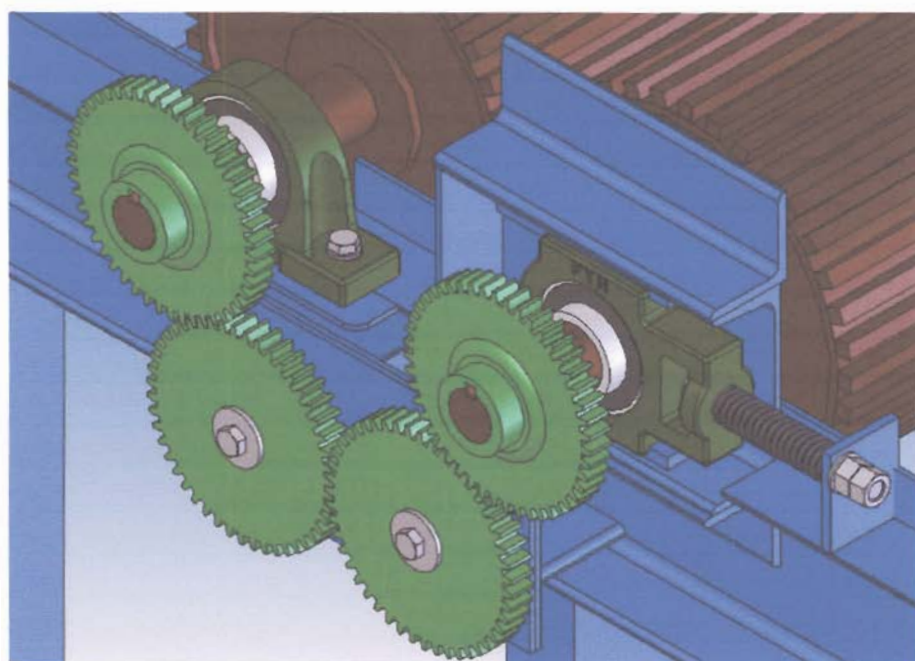


ภาคผนวก ค

ตัวอย่างแบบจำลองที่ออกแบบโดยโปรแกรมช่วยออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล



ภาพที่ ค-1 เครื่องบดข้าว



ภาพที่ ค-1 ภาพขยายเครื่องบดแก้ว

ประวัติผู้วิจัย

ชื่อ : นายมนต์ชัย โชติเลิศศักดิ์
 ชื่อวิทยานิพนธ์ : การสร้างเครื่องมือทั่วไปด้วยวิธีไฟเบอร์เบสสำหรับออกแบบชิ้นส่วน
 เครื่องกล
 สาขาวิชา : วิศวกรรมการผลิต

ประวัติ

ประวัติการศึกษา สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 จากมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ปี 2543

ประวัติการทำงาน

พ.ศ. 2547-ปัจจุบัน ประกอบธุรกิจส่วนตัว

พ.ศ. 2543-2547 ผู้จัดการฝ่ายวิศวกรรม บจก. พี เอส รีไซเคิล

พ.ศ. 2537-2540 ผู้จัดการโรงงาน บจก. ไทยเซนเตอร์คอมเมอร์เชียล

พ.ศ. 2534-2537 ผู้จัดการฝ่ายผลิต บจก. กู๊ดไลฟ์ เฟอ์นิเจอร์

สถานที่ติดต่อ 81 โชคชัย 4 ซอย 3 ถนนลาดพร้าว แขวงวังทองหลาง เขตวังทองหลาง
 กรุงเทพมหานคร