

เอกสารประกอบการสอน

วิชา ทค 237 วิศวกรรมยานยนต์

16 ม.ค. 25๖๓



โดย .0

นายบัญชา คังตระกุล

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์

ภาคการศึกษาที่ 2/2543

สารบัญ

	หน้า
การปฐมนิเทศการเรียนรู้การสอน	
แผนการสอน	1
เนื้อหาสาระ	3
บทที่ 1 บทนำ	
แผนการสอน	10
เนื้อหาสาระ	12
บทที่ 2 การเคลื่อนที่ของล้อ	
แผนการสอน	27
เนื้อหาสาระ	29
บทที่ 3 การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว	
แผนการสอน	47
เนื้อหาสาระ	49
บทที่ 4 เสถียรภาพในทางโค้ง	
แผนการสอน	78
เนื้อหาสาระ	80
บทที่ 5 ความต้านทานการเคลื่อนที่	
แผนการสอน	92
เนื้อหาสาระ	94
บทที่ 6 จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์	
แผนการสอน	121
เนื้อหาสาระ	123

บทที่ 7 ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

แผนการสอน	143
เนื้อหาสาระ	145

บทที่ 8 พลศาสตร์ของการห้ามล้อ

แผนการสอน	170
เนื้อหาสาระ	172

บทที่ 9 ขีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ

แผนการสอน	184
เนื้อหาสาระ	186

บทที่ 10 คุณลักษณะของเครื่องยนต์

แผนการสอน	207
เนื้อหาสาระ	209

บทที่ 11 การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์

แผนการสอน	221
เนื้อหาสาระ	223



แผนการสอน

การปฐมนิเทศการเรียนการสอน

ความคิดหลัก

การที่ให้นิสิตได้ทราบถึงโครงสร้างของรายวิชา คำอธิบายรายวิชา และวัตถุประสงค์การเรียนรู้ ตลอดจนแนวทางในการเรียนรายวิชาทศ 237 วิศวกรรมยานยนต์ ซึ่งจะทำให้นิสิตมีความพร้อมและวางแผนการเรียนของตนเองได้ จะทำให้ผลสัมฤทธิ์ทางการเรียนรายวิชาทศ 237 วิศวกรรมยานยนต์ ของนิสิตดียิ่งขึ้น

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตเข้าใจในโครงสร้างของรายวิชาและขอบเขตของรายวิชาเป็นอย่างดี ทราบวัตถุประสงค์ การเรียนรู้ของรายวิชา สามารถนำความรู้เหล่านี้ไปเป็นแนวทางในการวางแผนการเรียนของตนเอง เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. อธิบายโครงสร้างของรายวิชา คำอธิบายรายวิชา และวัตถุประสงค์การเรียนรู้ได้
2. อธิบายความสำคัญของรายวิชาทศ 237 วิศวกรรมยานยนต์ได้
3. อธิบายประโยชน์ของการศึกษารายวิชาทศ 237 วิศวกรรมยานยนต์ได้

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกแผนการสอน (Course Syllabus) ของรายวิชา
2. ชี้แจงแนวการเรียนการสอนและความสำคัญของรายวิชา
3. อภิปราย และสอบถามความเข้าใจ
4. มอบหมายงาน
5. ทดสอบก่อนเรียน (Pre-test)

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน แผนการสอน และแบบทดสอบก่อนเรียน
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม และการอภิปรายกลุ่ม
2. งานที่ได้รับมอบหมาย

3. การทดสอบก่อนเรียน (Pre-test)

เนื้อหาสาระ

1. แผนการสอน (Course Syllabus) ของรายวิชา
2. ความสำคัญของรายวิชา
3. การทดสอบก่อนเรียน (Pre-test)



แผนการสอน (Course Syllabus)

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์

รหัสวิชา ทค 237	ชื่อวิชา	วิศวกรรมยานยนต์	3(3-0)
MT 237		Automotive Engineering	
บูรพวิชา ทค 131 เทอร์โมไดนามิกส์ประยุกต์			
MT 131 Applied Thermodynamics			

วัตถุประสงค์ของวิชา

เพื่อให้ผู้เรียนเข้าใจถึงที่มาของนิยามและคำศัพท์เฉพาะทางวิศวกรรมยานยนต์ ที่มาของสูตรที่ใช้ในการคำนวณ สร้างแนวความคิดให้สามารถวิเคราะห์และคำนวณหาสมรรถนะและแรงที่กระทำกับยานยนต์ และชิ้นส่วนที่สำคัญของยานยนต์ ทั้งในสภาวะที่อยู่กับที่ และเคลื่อนที่ ด้วยความเร็วคงที่ มีอัตราเร่ง และอัตราหน่วง รวมถึงการออกแบบอุปกรณ์ที่สำคัญของยานยนต์เบื้องต้น

เมื่อสิ้นสุดการเรียน ผู้เรียนจะสามารถ

1. วิเคราะห์และคำนวณหาแรงต้านทานการเคลื่อนที่และแรงขับเคลื่อนของยานยนต์
2. วิเคราะห์และคำนวณสมรรถนะต่างๆของยานยนต์
3. คำนวณออกแบบอุปกรณ์หลักในระบบต่างๆของยานยนต์

รายละเอียดของวิชา (Course Description)

การหาค่ากำลังจากเครื่องยนต์ แรงต้านทานการเคลื่อนที่ แรงจุดลาก ความสัมพันธ์ระหว่างรอบของเครื่องยนต์และความเร็วของรถ กราฟแสดงความต้านทานกับกำลังและแรงจุดของเครื่องยนต์ การหาอัตรา การทดเกียร์ การกระจายน้ำหนักลงบนถนนและน้ำหนักเคลื่อนที่ เสถียรภาพทางลาด อัตราเร่ง แรงจุดลาก และปฏิกิริยาตอบสนองเมื่อขับล้อหน้า ล้อหลัง และขับสี่ล้อ เสถียรภาพในขณะเลี้ยว ปฏิบัติการทดลองที่เกี่ยวข้องกับเนื้อหาวิชา

หัวข้อวิชา (Course Outline)

หัวข้อการสอน	น้ำหนัก %
ปฐมนิเทศการเรียนการสอน	—
Course syllabus, ความสำคัญของวิชา, Pre-test	

1. บทนำ

วิวัฒนาการของรถยนต์ ส่วนประกอบหลักของรถยนต์ การทำงานของรถยนต์ การขับเคลื่อนของรถยนต์ การติดตั้งเครื่องยนต์ รถยนต์นั่งที่เครื่องยนต์อยู่ด้านท้าย รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า แพลตฟอรม์ Unitized Construction ช่วงฐานล้อและความกว้างของช่วงล้อ

2. การเคลื่อนที่ของล้อ

10%

ล้อที่แข็งแรง ความฝืดสถิต ความต้านทานการกลิ้ง ล้อที่ยืดหยุ่น ความต้านทานการกลิ้ง การลื่นไถลของล้อ การยุบตัวของยาง แรงเสียดทานลัทธิ เสถียรภาพในการห้ามล้อ สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน การเลือกค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน พลศาสตร์ของการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง

3. การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว

10%

แรงเลี้ยว ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อแรงเลี้ยว แรงบิดค้ำสู้ทิศทางเดิม มุมเอียงที่ล้อทำกับถนน การหมุนเลี้ยวยานยนต์อยู่กับที่ ระบบบังคับเลี้ยว แรงในก้านต่อ พวงมาลัยเพาเวอร์ แรงและเสถียรภาพ การเลี้ยวด้วยมุมลื่นไถล

4. เสถียรภาพในทางโค้ง

5%

แรงพลศาสตร์ทางด้านข้าง การกระจายแรงทางด้านข้าง เสถียรภาพในการลื่นไถลและพลิกคว่ำ แรงที่กระทำกับยานยนต์ในขณะเลี้ยว ความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัย ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัย

5. ความต้านทานการเคลื่อนที่

15%

กำลังในการขับเคลื่อน ความต้านทานการกลิ้ง ปัจจัยที่มีผลต่อความต้านทานการกลิ้ง การหาค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง ความต้านทานของความลาดชัน ความต้านทานของอากาศ ความต้านทานของความเฉื่อย มวลเทียบเท่า ความต้านทานของระบบส่งกำลัง สมรรถนะของยานยนต์ สรุปคุณลักษณะของแรงต้านทานการเคลื่อนที่

6. จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์

10%

การหาจุดศูนย์ถ่วง แรงปฏิกิริยาที่ล้อ ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงตามแนวแกนและแนวขวาง ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง วิธีเอียงข้าง วิธีชั่งน้ำหนักโดยเพลลาข้างหนึ่งถูกยกขึ้น วิธีลูกตุ้ม จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่รับภาระ โมเมนต์พลศาสตร์และโมเมนต์สถิต เสถียรภาพทางพลศาสตร์ในทิศทางการขับเคลื่อน เสถียรภาพสถิต การคำนวณเสถียรภาพ การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

7. ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

16%

น้ำหนักพลศาสตร์บนเพลลา วิธีประมาณอย่างง่าย ๆ ขีดจำกัดของสมรรถนะของยานยนต์ สมการการเคลื่อนที่ ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์ ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน ขีดจำกัดของความเร็ว ขีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชัน ขีดจำกัดของอัตราเร่ง ขีดจำกัดของแรงฉุดลาก ขีดจำกัดซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนัก ขีดจำกัดซึ่งขึ้นอยู่กับน้ำหนัก ชาร์ทของแรงขับเคลื่อน ขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ ทางปฏิบัติ การเปรียบเทียบระบบขับเคลื่อน

8. พลศาสตร์ของการห้ามล้อ 8%

แรงห้ามล้อ น้ำหนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเท น้ำหนักพลศาสตร์บนเพลลาในขณะที่ห้ามล้อ สมการการเคลื่อนที่โดยมีอัตราหนึ่งวง ระยะทางที่ห้ามล้อจนหยุด

9. ซีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ 8%

ซีดจำกัดของแรงห้ามล้อ ซีดจำกัดของอัตราหนึ่งวง ระยะทางห้ามล้อจนหยุดที่แท้จริง การประยุกต์กรณีจำเพาะ: อัตราหนึ่งวงของรถลากและรถพ่วง : กำลังที่ให้กับห้ามล้อมือ ผลทางความร้อนของการห้ามล้อ การกระจายความร้อนในการห้ามล้อ สมการการเปลี่ยนรูปของพลังงาน ความสามารถในการเก็บความร้อน

10. คุณลักษณะของเครื่องยนต์ 10%

ต้นกำลังสำหรับยานยนต์ เครื่องจักรไอน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องยนต์สันดาปภายใน คุณลักษณะของเครื่องยนต์สันดาปภายใน ผลของสภาวะบรรยากาศ การสูญเสียให้แก่ระบบช่วยของเครื่องยนต์ คุณลักษณะของระบบส่งกำลัง

11. การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์ 8%

กำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์ แรงขับเคลื่อนและซีดจำกัด ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน อัตราเร่ง

รวม 100

วิธีการสอน

การเรียนการสอน เวลาเรียนประมาณ 42 ชั่วโมง โดยสอนสัปดาห์ละ 3 ชั่วโมง เป็นการบรรยายอภิปรายหน้าชั้น ทำกิจกรรมในกลุ่มย่อย เพื่อให้ได้ความเข้าใจและเกิดทักษะในการคิดหาคำตอบ เวลาในการสอบ 6 ชั่วโมง โดยสอบ 2 ครั้งๆ ละ 3 ชั่วโมง

กิจกรรม นอกเหนือจากการเรียนในชั้นเรียนแล้ว นิสิตจะต้องค้นคว้าเพิ่มเติมนอกชั้นเรียนจากเอกสาร ตำรา อ่านทำความเข้าใจและสามารถหาคำตอบจากเรื่องราวต่างๆ ได้ หรือจากการอ่านหนังสือที่แนะนำให้อ่านเพิ่มเติม ทำการบ้าน ทำงานที่มอบหมายให้ รวมถึงความร่วมมือในการทำกิจกรรมต่างๆ ในชั้นเรียนและนอกชั้นเรียน เช่น การไปดูงาน ด้วย

อุปกรณ์สื่อการสอน

เอกสารประกอบการสอน แผ่นใส สไลด์ วีดิทัศน์ เอกสารภาพประกอบ ตัวอย่างชิ้นส่วน แบบจำลอง และแบบจำลองผ้า ตามความเหมาะสมในแต่ละหัวข้อการสอน

หนังสือที่ใช้สอน

ตำราเรียนหลัก

1. บัญชา คังตระกูล (2541) กลศาสตร์ยานยนต์ 2, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มศว. ออริกันซ์, นครนายก.

หนังสืออ่านประกอบ

2. บัญชา คังตระกูล (2542) กลศาสตร์ยานยนต์ 1, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มศว. ออริกันซ์, นครนายก.

3. บัญชา คังตระกูล, ปานเพชร ชินินทร และยงยศ จินารักษ์ (2532) กลศาสตร์ยานยนต์, ซีเอ็ดดูเคชั่น, กรุงเทพฯ.

4. Artamonov, M. D. et al (1976) Motor Vehicles: Fundamentals and Design, Mir Publishers, Moscow.

5. Barnard, R.H. (1996) Road Vehicle Aerodynamic Design: An Introduction, Addison Wesley Longman, Essex,

6. Bastow, D. and Howard, G. (1993) Car Suspension and Handling, 3rd Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale.

7. Breer, Carl, (1995) The Birth of Chrysler Corporation and its Engineering Legacy, Society of Automotive Engineers, Warrendale.

8. Ellis, J. R. (1994) Vehicle Handling Dynamics, Mechanical Engineering Publications, London.

9. Fenton, J. (1999) Handbook of Vehicle Design Analysis, Society of Automotive Engineers, Warrendale.

10. Fitch, J. W. (1994) Motor Truck Engineering Handbook, 4th Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale.

11. Gillespie, T. D. (1992) Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale.

12. Giri, N. K. (1999) Automobile Mechanics, 7th Ed., 2nd Reprint, Khana Publishers, New Delhi.

13. Hucho, Wolf-Heinrich (1998) Aerodynamics of Road Vehicles, 4th Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale.

14. Khovakh, M. (1979) Motor Vehicle Engines, Mir Publishers, Moscow.

15. Meriam, J.L. (1959) Mechanics Part I: Statics, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York.

16. Meriam, J.L. (1959) **Mechanics Part II: Dynamics**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York.
17. Meriam, J.L. and Kraige, L.G. (1997) **Engineering Mechanics Volume I: Statics**, 4th Ed., John Wiley & Sons, New York.
18. Milliken, W. F. and Milliken, D. L. (1995) **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
19. Rand, D.H.J., Woods, R. and Dell, R.M. (1998) **Batteries for Electric Vehicles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
20. Reimpell, J. and Stoll, H. (1996) **Automotive Chassis:Engineering Principles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
21. Seiffert, U.and Walzer, P. (1991) **Automotive Technology of the Future**, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
22. Steeds, W. (1960) **Mechanics of Road Vehicles**, Iliffe & Sons, London.
23. Taborek, J. J. (1958) **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN, Extra Copies.
24. **The Visual Dictionary of Cars**, (1992), Dorling Kindersley, London.
25. Wakefield, E.H. (1994) **History of the Electric Automobile**, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
26. Wong, J. Y. (1993) **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York.

ผู้สอน

อ. บัญชา คังตระกูล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์มศว. อองครักษ์

การวัดผลการเรียน

คะแนนเก็บ	ไม่เกิน	20 คะแนน
คะแนนสอบ	ไม่น้อยกว่า	80 คะแนน
สอบกลางภาค		40%
สอบปลายภาค		60%
รวม		100 คะแนน

การประเมินผลการเรียน

นิสิตที่ลงทะเบียนเรียนทั้งหมดตัดเกรดร่วมกัน พิจารณาตัดเกรดจากคะแนนรวมทั้งหมด (ตามหัวข้อการวัดผลการเรียน) ใช้วิธีอิงเกณฑ์ โดยถ้าได้คะแนนรวมทั้งหมดมากกว่า 41% ผลการเรียนจะได้เกรด E (ไม่ผ่าน) ในกรณีที่เข้าชั้นเรียนต่ำกว่า 80% ของเวลาเรียนจะไม่มีสิทธิ์สอบและได้รับเกรด E

เงื่อนไขการเรียน

1. คะแนนความสนใจ ความร่วมมือในชั้นเรียน ในงานที่มอบหมาย และการทดสอบย่อยเป็นสิทธิ์ของอาจารย์ผู้สอนที่จะกำหนดตามสมควร โดยอยู่ในกรอบเกณฑ์คะแนนข้างต้น
2. นิสิตต้องปฏิบัติตามข้อบังคับของมหาวิทยาลัยและประกาศของคณะวิศวกรรมศาสตร์อย่างเคร่งครัด
3. นิสิตจะต้องมีเวลาเข้าชั้นเรียนไม่น้อยกว่า 80% ของเวลาเรียนจึงจะมีสิทธิ์เข้าสอบปลายภาค
4. นิสิตจะต้องไม่เข้าชั้นเรียนสายเกิน 5 นาที
5. นิสิตจะต้องไม่เข้าสอบสายเกินกว่า 30 นาที และจะออกจากห้องสอบก่อนเวลา 30 นาทีแรกของการสอบไม่ได้

ภาระงานของนิสิต

กิจกรรม	ชั่วโมง
การเรียนการสอนในชั้นเรียน	42
การศึกษาดูด้วยตนเอง	36
การบ้านและการตีความ	30
งานที่มอบหมาย	30
การสอบ	6
รวม	144

การให้คำแนะนำในด้านการเรียน นอกเวลาเรียน

นิสิตสามารถเข้าพบและสอบถามอาจารย์ผู้สอนได้โดยการพบที่ห้องพักอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ชั้น 3 ห้อง 302D วันจันทร์ – ศุกร์ ในเวลาราชการ และวันเสาร์หรืออาทิตย์นอกเวลาสอน หรือตามกำหนดนัดหมาย

ตารางเรียนและกิจกรรมที่เกี่ยวข้อง
ทศ 237 วิศวกรรมยานยนต์ ภาค 1/2543
อาคารปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ห้อง 103

สัปดาห์ที่	วัน เดือน ปี	หัวข้อการสอน	หมายเหตุ
1	06 มิ.ย. 43	ปฐมนิเทศการเรียนการสอน/บทนำ	
2	13 มิ.ย. 43	การเคลื่อนที่ของล้อ	
3	20 มิ.ย. 43	การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว	
4	27 มิ.ย. 43	เสถียรภาพในทางโค้ง	
5	04 ก.ค. 43	ความต้านทานการเคลื่อนที่	
6	11 ก.ค. 43	ความต้านทานการเคลื่อนที่ (ต่อ)	
7	18 ก.ค. 43	จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์	
8	XX ก.ค. 43	สอบกลางภาค (วัน เวลา สถานที่ ตามกำหนดของมหาวิทยาลัย)	40%
9	01 ส.ค. 43	จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์(ต่อ)	
10	08 ส.ค. 43	ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์	
11	15 ส.ค. 43	ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์ (ต่อ)	
12	22 ส.ค. 43	พลศาสตร์ของการห้ามล้อ	
13	29 ส.ค. 43	ขีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ	
14	05 ก.ย. 43	คุณลักษณะของเครื่องยนต์	
15	12 ก.ย. 43	การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์	
16	19 ก.ย. 43	ทบทวน สรุป และปิดชั้นเรียน	
17	XX ก.ย. 43	สอบปลายภาค (วัน เวลา สถานที่ ตามกำหนดของมหาวิทยาลัย)	60%

แผนการสอน บทที่ 1 บทนำ

ความคิดหลัก

การที่ให้นิสิตได้ทราบถึงประวัติ ความเป็นมา และวิวัฒนาการในภาพรวม ก่อนที่จะเข้าสู่การศึกษา ในรายละเอียดของรายวิชา ทค 237 วิศวกรรมยานยนต์ จะทำให้ผลสัมฤทธิ์ทางการเรียนการสอนรายวิชา ทค 237 วิศวกรรมยานยนต์ ของนิสิตดียิ่งขึ้น

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตเข้าใจในวิวัฒนาการของยานยนต์ ส่วนประกอบหลักที่สำคัญของรถยนต์ และหลักการ ทำงานของรถยนต์ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. อธิบายวิวัฒนาการของยานยนต์ตั้งแต่เริ่มต้นจนถึงปัจจุบัน
2. อธิบายส่วนประกอบหลักที่สำคัญของยานยนต์
3. อธิบายหลักการทำงานของรถยนต์

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ
3. ชุดสาธิตส่วนประกอบของแชสซีส
4. ชุดสาธิตระบบส่งกำลัง

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม และการอภิปรายกลุ่ม
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 1 บทนำ

- 1.1 วิวัฒนาการของรถยนต์
- 1.2 ส่วนประกอบหลักของรถยนต์
- 1.3 การทำงานของรถยนต์
- 1.4 การขับเคลื่อนของรถยนต์
- 1.5 การติดตั้งเครื่องยนต์
- 1.6 รถยนต์นั่งเครื่องยนต์อยู่ท้าย
- 1.7 รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า
- 1.8 แอสซีส
- 1.9 Unitized Construction
- 1.10 ช่วงฐานล้อ และความกว้างของช่วงล้อ

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

บทที่ 1

บทนำ

1.1 วิวัฒนาการของรถยนต์

ความก้าวหน้าของยานยนต์สำหรับการขนส่งมีความสัมพันธ์กับความเจริญของอารยธรรมเสมอ การขนส่งทางบกได้เจริญก้าวหน้าจากการขนส่งด้วยเกวียนมาจนกระทั่งเป็นรถยนต์ที่มีความเร็วสูง ยานยนต์ที่ใช้กำลังขับเคลื่อนในตัวเองคันแรกใช้เครื่องจักรไอน้ำเป็นต้นกำลัง

ในปี พ.ศ. 2313 รถลากปืนใหญ่ของ Nicholas Cugnot ซึ่งทำงานโดยใช้เครื่องจักรไอน้ำถูกสร้างขึ้นมาเป็นครั้งแรก ความเร็วของรถลากปืนใหญ่นี้ประมาณ 5 ก.ม. / ชม. และมีรัศมีทำการประมาณ 13 ก.ม. ในปี พ.ศ. 2348 Oliver Evan ได้สร้างยานยนต์ขึ้นเป็นครั้งแรกที่เมืองฟิลาเดลเฟีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ยานยนต์ที่สร้างขึ้นนี้มี 4 ล้อ และตัวถังมีรูปร่างคล้ายเรือท้องแบน

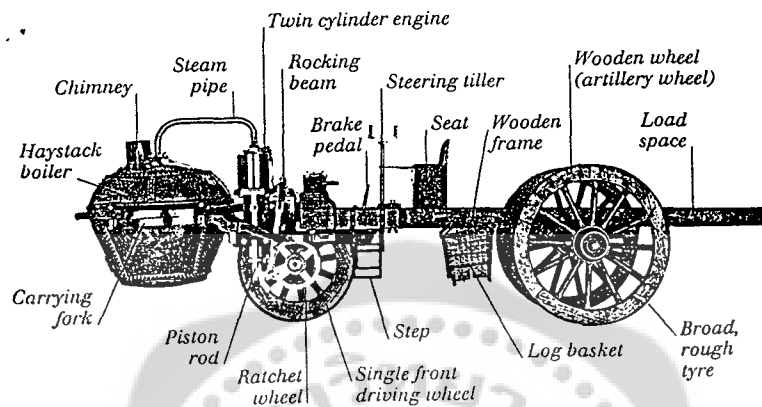
ปี พ.ศ. 2350 Isaac de Rivaz ชาวฝรั่งเศส Samuel Brown (พ.ศ. 2367) ชาวลอนดอน และ Siedfnded Marcus (พ.ศ. 2418) ชาวเวียนนา ได้พยายามสร้างยานพาหนะที่ดัดแปลงมาจากรถม้า แต่ไม่ประสบความสำเร็จในการทดลอง ยานยนต์ที่ประสบความสำเร็จมากในอเมริกาคือ Stanley Steamer และ White Steam Car ซึ่งสร้างขึ้นในปี พ.ศ. 2438 และ พ.ศ. 2445 ตามลำดับ ยานยนต์ทั้งคู่มีสมรรถนะที่ดีเลิศ Stanley Steamer เป็นยานพาหนะซึ่งมีกำลังขับเคลื่อนในตัวเองคันแรกที่มีความเร็วบนถนนสูงถึง 160 ก.ม. / ชม.

วิวัฒนาการของเครื่องยนต์สันดาปภายในสำหรับยานยนต์ได้เปลี่ยนแปลงประวัติศาสตร์ของการผลิตรถยนต์ไปมาก ระหว่างปี พ.ศ. 2403 - พ.ศ. 2405 Etienne Lenoir ได้สร้างเครื่องยนต์สันดาปภายใน โดยใช้ก๊าซที่ผลิตจากถ่านหิน (Coal Gas) ในปี พ.ศ. 2405 Lenoir ได้ปรับปรุงเครื่องยนต์ให้เชื้อเพลิงของเหลวใส่ในรถม้าวิ่งเป็นระยะทาง 9.6 ก.ม. ในเวลา 3 ชม. ใกล้กรุงปารีส เครื่องยนต์ ที่ Lenoir สร้างขึ้นในตอนแรกเหมาะสำหรับใช้กับเรือ แต่ถึงอย่างไรก็ดีจนถึง พ.ศ. 2423 จึงได้พยายามผลิตรถยนต์ออกมาจำหน่าย

ในปี พ.ศ. 2405 Beau de Rochas วิศวกรชาวฝรั่งเศส ได้กำหนดสภาวะต่าง ๆ ซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพสูงสุดไว้ ต่อมาในปี พ.ศ. 2419 Otto และ Langen ได้ใช้หลักการเหล่านั้นกับเครื่องยนต์จริง ๆ เขาได้นำเครื่องยนต์แบบใหม่เข้าไปใช้ในสายการผลิต โดยใช้ก๊าซที่ทำจากถ่านหิน (Coal Gas) เป็นเชื้อเพลิง และทำงานตามวัฏจักร 4 จังหวะ ซึ่งเรียกว่า วัฏจักรออตโต หลังจากนั้น Dugald Clark ได้ประดิษฐ์เครื่องยนต์ขึ้นในปี พ.ศ. 2423 โดยใช้วัฏจักร 2 จังหวะ และเครื่องยนต์ 2 จังหวะสมัยใหม่ได้ปรากฏต่อมาตั้งแต่ปี พ.ศ. 2434 จนถึงทุกวันนี้

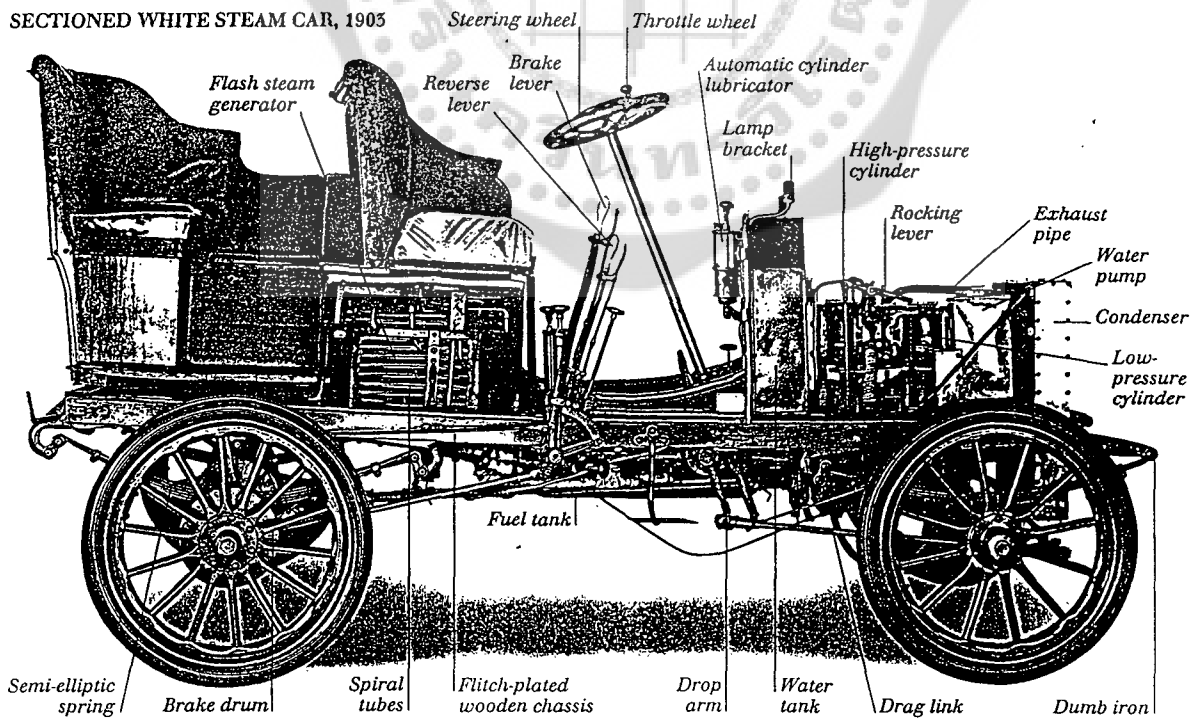
หลักการของวัฏจักรออตโตถูกนำมาใช้โดยวิศวกรชาวเยอรมัน คือ Gottlieb Daimler และ Carl Benz ในปี พ.ศ. 2426 ทั้งคู่ได้สร้างเครื่องยนต์สำหรับรถยนต์อย่างอิสระ ไม่เกี่ยวข้องกัน โดยใช้ไอน้ำบนเบนซินเป็นเชื้อ

STEAM-POWERED CUGNOT "FARDIER", 1770



รูปที่ 1.1 รถลากปืนใหญ่ของ Nicholas Cugnot ปี พ.ศ. 2313

SECTIONED WHITE STEAM CAR, 1905



รูปที่ 1.2 รถยนต์ White Steam Car ปี พ.ศ. 2446

เพลิง เครื่องยนต์ของ Daimler เป็นเครื่องยนต์เครื่องแรกที่มีความเร็วสูงและโครงสร้างเบา ใช้คาร์บูเรเตอร์ จุดระเบิดด้วยการเผาหัว สามารถหมุนได้ 800 ถึง 1000 รอบต่อนาที ซึ่งนับว่ามีความเร็วสูงเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องยนต์ในสมัยแรก ๆ ซึ่งมีความเร็วประมาณ 150 ถึง 200 รอบต่อนาทีเท่านั้น ในช่วงเวลาเดียวกันนี้ Fernand Forest วิศวกรชาวฝรั่งเศสได้สร้างเครื่องยนต์ 4 สูบขึ้นมา และได้ทำการพัฒนาคาร์บูเรเตอร์ และในปีต่อมา คือปี พ.ศ. 2428 Daimler ได้ติดตั้งเครื่องยนต์ขนาด 0.5 กำลังม้าในรถจักรยานยนต์เป็นครั้งแรก ปี พ.ศ. 2429 Benz สร้างรถยนต์สามล้อใช้ระบบไฟฟ้าจุดระเบิด ซึ่ง Daimler นำมาใช้กับรถยนต์ วิ่งด้วยความเร็ว 18 ก.ม./ชม. ปี พ.ศ. 2436 Maybach สร้างคาร์บูเรเตอร์แบบ Float-reed Spray Type ขึ้นมา

ช่วงปี พ.ศ. 2433 - 2438 ชาวยุโรปได้พัฒนารถยนต์ และทางอเมริกาได้พยายามปรับปรุงการออกแบบให้ดีขึ้น ก่อนปี พ.ศ. 2438 Charles E. Duryea และ Elwood J. Haynes ได้ทำการทดลองรถยนต์ สิทธิบัตรเครื่องยนต์ที่มีน้ำหนักเบาและมีความเร็วสูงของ Daimler ตกเป็นของ M. Levassor ชาวฝรั่งเศส ในปี พ.ศ. 2437 Panhard และ Levassor ได้พัฒนาแบบของรถยนต์ทั้งหมดขึ้นมา ซึ่งคล้ายกับรถยนต์ในปัจจุบันนี้ เครื่องยนต์ถูกติดตั้งไว้ทางด้านหน้าของแชสซิส (Chassis) ต่อเข้ากับคลัทช์ ชุดเฟืองทดแบบเลื่อนเฟืองและชุดเฟืองท้าย รถยนต์คันนี้มีคันเหยียบห้ามล้อและคันเร่งด้วยและใช้คาร์บูเรเตอร์ของ Maybach

ในช่วงปลายคริสต์ศตวรรษที่ 19 นี้ รถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนต้องแข่งขันกับรถยนต์ที่ใช้เครื่องจักรไอน้ำและรถยนต์ไฟฟ้าอย่างหนัก รถยนต์ที่ใช้เครื่องจักรไอน้ำและรถยนต์ไฟฟ้ามีข้อดีตรงที่ในช่วงความเร็วต่ำจะมีกำลังมาก ทำให้ไม่จำเป็นต้องใช้ชุดเฟืองทด แต่อันตรายจากหม้อน้ำความดันสูงและความไม่สะดวกในการที่จะต้องชาร์จแบตเตอรี่บ่อย ๆ ทำให้เสื่อมความนิยมลง ในทางตรงกันข้าม รถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนแม้ว่าจำเป็นต้องใช้ชุดเฟืองทด แต่ก็มีข้อดีตรงที่สามารถผลิตกำลังได้มาจากเครื่องยนต์ขนาดเล็ก ซึ่งใช้เชื้อเพลิงจำนวนน้อย และการเติมน้ำมันเชื้อเพลิงสามารถทำได้ง่ายและสะดวกกว่า

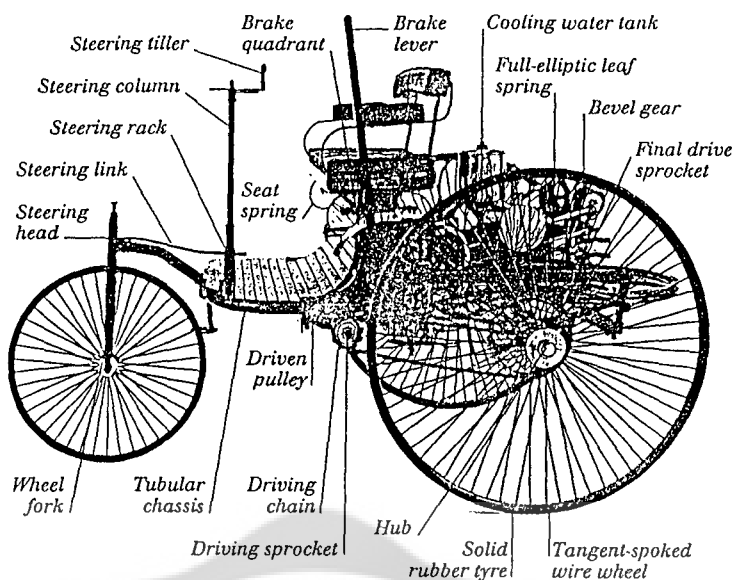
ปี พ.ศ. 2440 Dr. Rudolf Diesel ได้สร้างเครื่องยนต์ดีเซลขึ้นที่โรงงาน MAN

ปี พ.ศ. 2443 เริ่มมีการประกอบรถยนต์คล้ายในปัจจุบันนี้ โดยการปรับปรุงให้ดีขึ้น เช่น ใช้ยางสุบลม การจุดระเบิดด้วยไฟฟ้า ห้ามล้อปรับปรุงให้ดียิ่งขึ้น ทำให้ไว้วางใจได้ในการเดินทางไกล ๆ

ปี พ.ศ. 2447 โรลส์ รอยส์ คันแรกถูกสร้างขึ้นโดย Frederick Henry Royce และ Hon. Charles Steward Rolls ได้ร่วมมือกันสร้างขึ้น

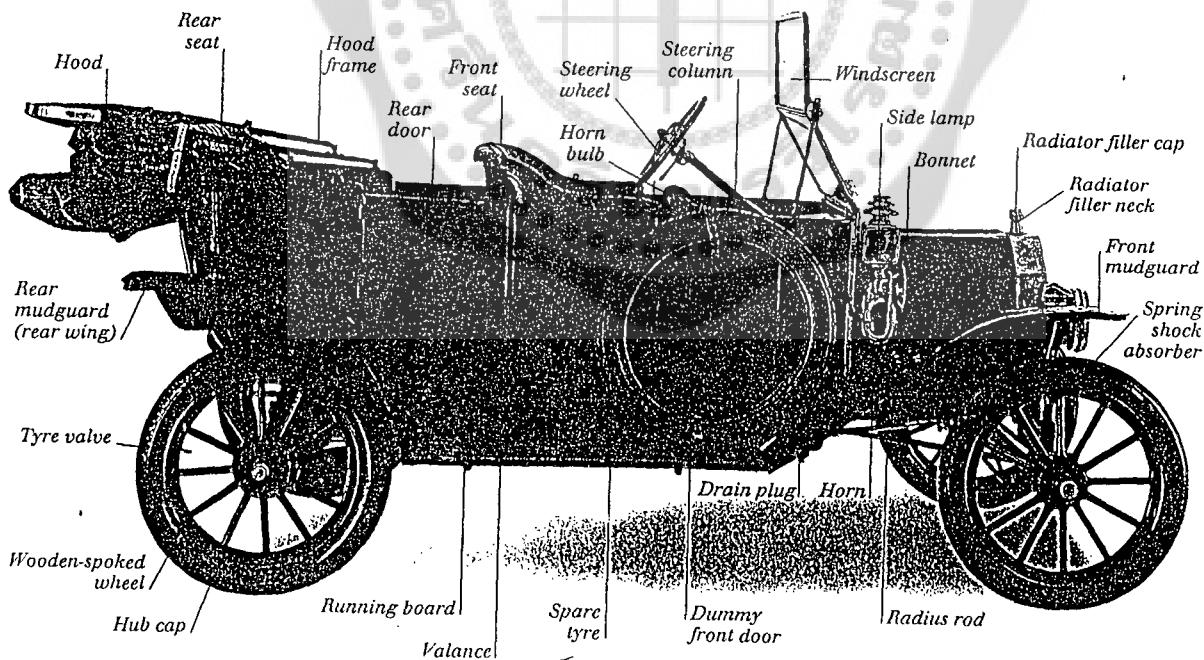
รถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนคันแรกในอเมริกาสร้างเสร็จในวันที่ 12 กันยายน พ.ศ. 2435 โดย Charles E. Duryea และ Frank E. Duryea สองพี่น้องชาวอเมริกัน ในรัฐแมสซาชูเซตส์ รถยนต์คันนี้ใช้เครื่องยนต์ก๊าซโซลีน 4 กำลังม้า ในปี พ.ศ. 2438 Henry Ford ได้เริ่มต้นสร้าง Quadricycle ซึ่งขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ก๊าซโซลีน 2 สูบ ในปีนี้รถยนต์ 300 คันถูกผลิตขึ้นในอเมริกา ในปี พ.ศ. 2443 รถยนต์ที่ติดตั้งเครื่องยนต์ไว้ทางด้านหน้าถูกสร้างขึ้นที่โคลัมเบีย ในปี พ.ศ. 2444 บริษัท โอลส์โมบิลเริ่มต้นผลิตรถยนต์ที่มีโครง (Frame) โดด ต่อมาในปี พ.ศ. 2445 บริษัทคาคิลแลคก็ก่อตั้งขึ้นมา ในปี พ.ศ. 2446 บริษัทฮิวอิคมอเตอร์และบริษัทฟอร์ดมอเตอร์ก็ได้ก่อตั้งขึ้น และบริษัทแพคการ์ดย้ายมาอยู่ที่เมืองดีทรอยท์ ในปีนี้คาคิลแลคผลิตรถยนต์ออกมา 750 คัน ระหว่างปี พ.ศ. 2448 - พ.ศ. 2449 มีการสร้างโรงงานผลิตรถยนต์อื่น ๆ จำนวนมากในอเมริกา เช่น โอเวอร์แลนด์ ไวท์ และออดี้คาร์ เป็นต้น บริษัทฟอร์ดซึ่งในตอนแรก ๆ สร้างรถยนต์ขนาดใหญ่และแพงมาก รวมทั้งรถแข่ง และในปี พ.ศ. 2449

SIDE VIEW OF PETROL-DRIVEN BENZ MOTORWAGEN, 1886



รูปที่ 1.3 รถยนต์ของ Carl Benz ปี พ.ศ. 2429

SIDE VIEW OF 1913 FORD MODEL T



รูปที่ 1.4 รถยนต์ Ford Model T ปี พ.ศ. 2456

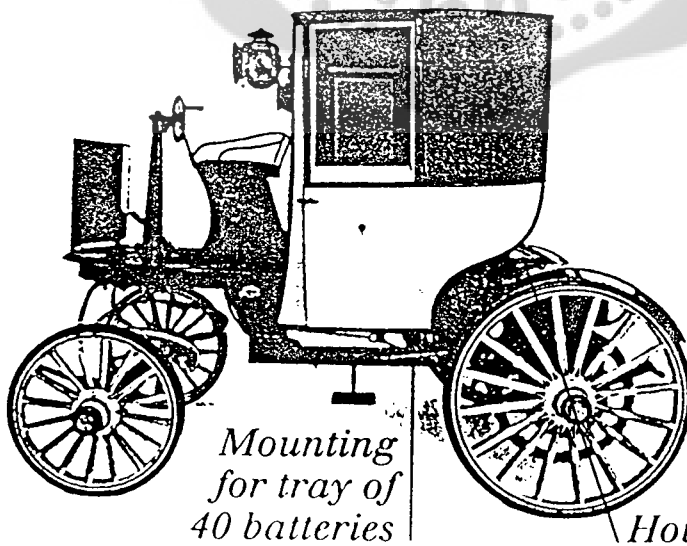
ได้สร้างรถคาถุกและเชื้อถือได้ เป็นรถยนต์โมเดลเอ็น และในปี พ.ศ. 2451 ได้ผลิตรถยนต์แบบ Mass Production ในป็นี่ฟอร์ดผลิตรถยนต์โมเดล ที ออกมาถึง 20,000 คัน

ระหว่างปี พ.ศ. 2443 ถึง พ.ศ. 2455 การออกแบบรถยนต์มีการเปลี่ยนแปลงไปอย่างช้า ๆ และมีความประณีตมากขึ้น มอเตอร์สตาร์ทถูกนำมาใช้ในชวงนี้ การเกิดสงครามโลกครั้งที่ 1 (พ.ศ. 2457 - 2461) ทำให้วิวัฒนาการของรถยนต์ก้าวหน้ารวดเร็วขึ้นมากเพราะจะต้องนำไปใช้กับการขนส่งและผลิตรายยนต์สำหรับสงคราม ต่อมาอีก 20 ปีหลังจากสงครามสงบ ผู้ผลิตรถยนต์ทั้งหลายต่างก็ทุ่มเทให้กับความประณีตของเครื่องยนต์และชิ้นส่วนต่าง ๆ ในระหว่างสงครามโลกครั้งที่ 2 (พ.ศ. 2480 - 2488) การบริการสำหรับกองทัพสัมพันธมิตรทั้งหมดก็คือยานยนต์ที่ใช้ในการขนส่งและอุปกรณ์สงครามซึ่งใช้เครื่องยนต์สันดาปภายในเป็นต้นกำลัง

ปี พ.ศ. 2463 เครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ (Spark Ignition หรือ S.I. Engine) เป็นเครื่องยนต์มาตรฐานในรถยนต์ใหม่ รถยนต์ที่ใช้เครื่องจักรไอน้ำและรถยนต์ไฟฟ้าถูกเลิกผลิต ชุดเฟืองทดแบบเลื่อนเฟืองได้รับการปรับปรุงให้ดีขึ้น เครื่องยนต์ส่วนมากเป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและใช้ลิ้นแบบดอกเห็ด เครื่องยนต์ถูกติดตั้งไว้ด้านหน้าของรถยนต์

เครื่องยนต์ดีเซลถูกสร้างขึ้นโดย Ackroyd-Steward ชาวอังกฤษและ Rudolf Diesel ชาวเยอรมัน ประมาณปี พ.ศ. 2433 อย่างไรก็ตามเพียงแคปี พ.ศ. 2470 ก็พบว่าเครื่องยนต์ดีเซลมีข้อดีบางประการที่เหนือกว่าเครื่องยนต์ก๊าซโซลีน เช่น น้ำมันเชื้อเพลิงราคาถูกกว่า ค่าบำรุงรักษาต่ำกว่า อัคคีภัยมีโอกาสเกิดขึ้นได้น้อยกว่า และให้แรงบิดสม่ำเสมอมากกว่า ในช่วงความเร็วรอบของเครื่องยนต์ช่วงกว้างกว่า แต่เครื่องยนต์ดีเซลมีข้อเสียคือต้นทุนการผลิตเครื่องยนต์สูงกว่าและมีน้ำหนักมากกว่า เป็นการจำกัดให้เครื่องยนต์ดีเซลถูกนำไปใช้กับรถบรรทุกขนส่งและรถที่ใช้งานหนัก ซึ่งจะสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและช่วยให้ประหยัดอีกด้วย

BERSEY ELECTRIC
CAB, 1896



รูปที่ 1.5 ลักษณะของรถยนต์ไฟฟ้าในปี พ.ศ. 2439

การผลิตรถยนต์แบบที่ต้องประกอบขึ้นส่วนเป็นจำนวนมากๆ หรือที่เรียกว่า Mass Production จัดเป็นความชำนาญและการจัดการชิ้นเอกของ Henry Ford ชาวอเมริกันเป็นผู้ที่พัฒนาวิธีการนี้ในตอนต้น ส่วนในอังกฤษ William Morris ใช้วิธีการเดียวกันนี้ในปี พ.ศ. 2463 เพื่อให้สามารถผลิตรถยนต์ได้ในราคาถูก

ปี พ.ศ. 2467 มีการใช้เครื่องยนต์ดีเซลกับรถยนต์ เช่น Benz และ MAN

ปี พ.ศ. 2479 มีการสร้างเครื่องยนต์วัฏจักรออตโตสำหรับเครื่องบิน ใช้ระบบฉีดน้ำมัน ซึ่งนำมาเป็นเครื่องยนต์ของรถยนต์ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2493

ปี พ.ศ. 2493 บริษัทโรเวอร์ ประเทศอังกฤษ สร้างรถยนต์ทดลองขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์กังหันก๊าซ

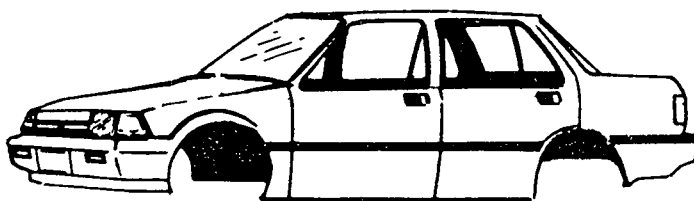
ปี พ.ศ. 2500 ได้มีการสร้างเครื่องยนต์ Wankel ขึ้นมาโดย Dr. Wankel และบริษัท NSU เป็นผู้ผลิตออกมาจำหน่าย หลังจากนั้นก็มีหลายบริษัทได้ซื้อลิขสิทธิ์ ไปผลิตจำหน่าย

สำหรับประเทศไทย เราได้มีการนำรถยนต์เข้ามาใช้งานนานแล้ว และในปัจจุบันได้มีการตั้งโรงงานประกอบรถยนต์ขึ้นในประเทศไทยหลายโรงงาน รถยนต์ในปัจจุบันนี้วิวัฒนาการไปจากเดิมมากซึ่งเป็นผลมาจากการวิจัยและพัฒนาซึ่งใช้เวลานานหลายปี รถยนต์ในปัจจุบันนี้จึงเป็นเครื่องจักรกลที่ซับซ้อน ประกอบขึ้นด้วยอุปกรณ์ทางเครื่องกลและไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพสูงจำนวนมากมาทำงานร่วมกัน

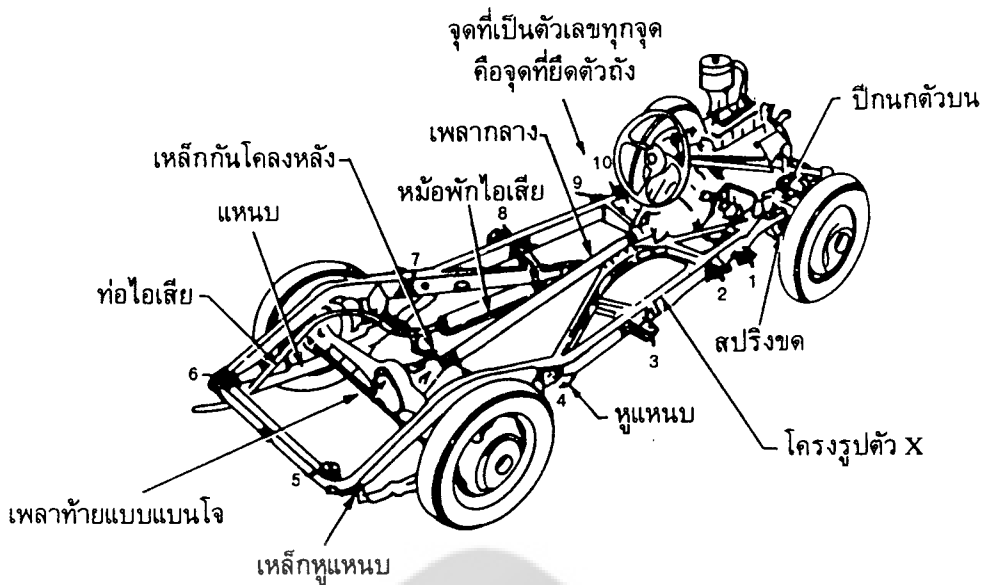
1.2 ส่วนประกอบหลักของรถยนต์

รถยนต์สมัยใหม่จะแบ่งส่วนประกอบออกเป็น 2 ส่วนใหญ่ ๆ คือ แชสซิส (Chassis) และตัวถัง (Body) แชสซิส คือส่วนประกอบของรถยนต์ซึ่งสามารถขับเคลื่อนไปได้ด้วยตัวมันเอง แชสซิสจะประกอบด้วยเครื่องยนต์ ระบบรองรับ ระบบขับเคลื่อน ระบบควบคุม และ ระบบไฟฟ้า

ส่วนที่สองเป็นตัวถัง และเป็นส่วนที่สำคัญ เพราะสามารถปกป้องและสร้างความสะดวกสบายให้แก่ผู้โดยสารที่อยู่ภายในรถยนต์ นอกจากนี้ยังเป็นสิ่งที่ทำให้รถยนต์มองดูสวยงามอีกด้วย ตัวถังจะประกอบด้วยห้องผู้โดยสาร อุปกรณ์ตกแต่งภายใน กระบอก และ สี ตัวถังมีอยู่ด้วยกันหลายแบบ เช่น แบบ 2 ประตู, แบบ 4 ประตู, แบบ Sedan, แบบ Hard Top, แบบเปิดประทุนได้ หรือแบบ Convertible, แบบส่วนบุคคลชนิดท้ายยาว หรือแบบ Station Wagon เป็นต้น

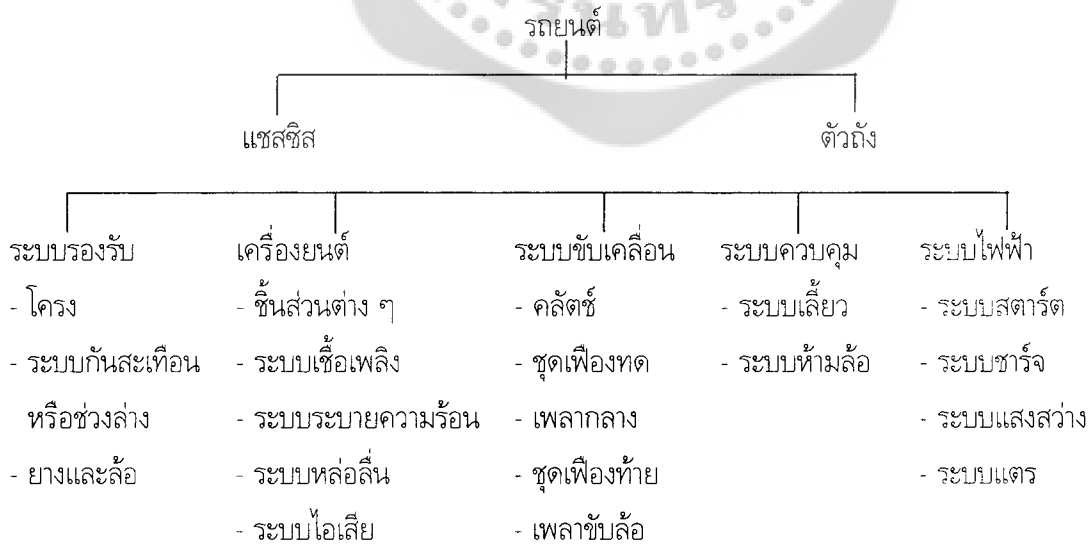


รูปที่ 1.6 ตัวถังของรถยนต์สมัยใหม่

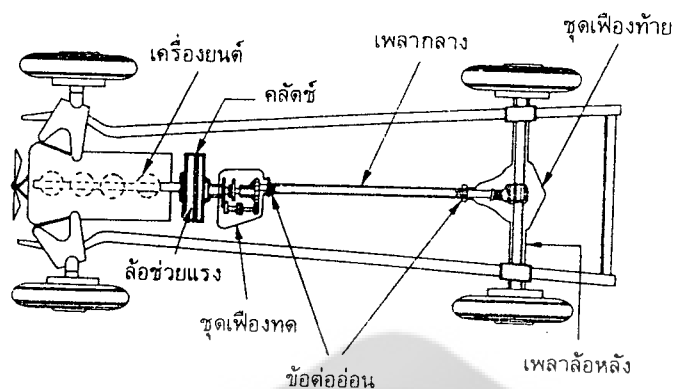


รูปที่ 1.7 แชสซิสของรถยนต์

การสร้างแชสซิสและตัวถังมีอยู่ 2 วิธี คือ แบบตัวถังกับโครงแชสซิสแยกออกจากกัน และแบบตัวถังกับโครงแชสซิสสร้างขึ้นมาเป็นชิ้นเดียวกัน สำหรับแบบตัวถังกับแชสซิสแยกออกจากกัน ตัวถังจะถูกนำมายึดติดกับโครงแชสซิสด้วย Body Bolt ซึ่งจะร้อยระหว่างฐานของตัวถังกับโครง ระหว่างตัวถังกับโครงตรงจุดที่ยึดด้วย Body Bolt จะมีแผ่นผ้าใบหรือยางรองไว้เพื่อป้องกันการสั่นสะเทือน สำหรับแบบตัวถังกับโครงแชสซิสเป็นชิ้นเดียวกันไม่จำเป็นต้องใช้ Body Bolt ยึด ส่วนประกอบของรถยนต์จะประกอบด้วยอุปกรณ์และระบบต่าง ๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.8



รูปที่ 1.8 แผนภูมิแสดงส่วนประกอบของรถยนต์



รูปที่ 1.9 ส่วนประกอบต่าง ๆ ที่สำคัญของระบบขับเคลื่อน

1.3 การทำงานของรถยนต์

การทำงานของรถยนต์จะเกิดขึ้นเมื่อผู้ขับเปิดสวิตช์ไฟ กระแสไฟฟ้าจากแบตเตอรี่วิ่งเข้าคอยล์จุดระเบิด ผ่านหน้าทองขาว ในขณะที่มอเตอร์สตาร์ททำการหมุนเครื่องยนต์ ผู้ขับจะเหยียบคันเร่งทำให้น้ำมันจากถังเก็บถูกปั๊ม เข้าคาร์บูเรเตอร์ และถูกดูดเป็นฝอยรวมกับอากาศพุ่งเข้าไปในกระบอกสูบ เกิดการเผาไหม้ด้วยการจุดระเบิดของ ประกายไฟที่หัวเทียน ซึ่งเกิดจากคอยล์จุดระเบิด ทำให้เครื่องยนต์ติด เฟลาข้อเหวี่ยงจะหมุนและมีล้อช่วยแรงเป็นตัว เก็บสะสมพลังงาน และถ่ายทอดให้กับคลัทช์

ผู้ขับจะเหยียบคลัทช์และเข้าเกียร์ต่ำแล้วค่อยๆเร่งเครื่องพร้อมกับปล่อยคลัทช์ทำให้กำลังจากคลัทช์ผ่านชุด เฟืองทด ข้อต่ออ่อน ข้อต่อเลื่อน เฟลากลาง ชุดเฟืองท้าย เฟลาท้าย และทำให้ล้อหมุน รถจะเคลื่อนที่ออกไป ผู้ ขับจะบังคับทิศทางโดยการหมุนพวงมาลัย ส่งกำลังผ่านระบบบังคับเลี้ยวและมายังล้อหน้า ทำให้รถถูกบังคับให้วิ่งไปใน ทิศทางที่ต้องการ ในขณะที่รถเลี้ยวล้อขับเคลื่อนนอกจะต้องหมุนเร็วกว่าล้อขับเคลื่อนใน โดยมีชุดเฟืองท้ายเป็นตัวช่วยให้ เกิดการหมุนของล้อดังกล่าว

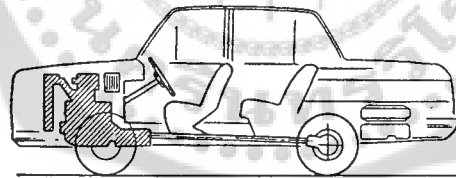
บนถนนที่ไม่เรียบจะเกิดการกระเือนขึ้น ดังนั้นรถยนต์จึงมีระบบรองรับหรือระบบกันสะเทือน อาจจะเป็น สปริงชด แทน Torison Bar หรือแบบอื่น พร้อมกับ Shock Absorber เป็นตัวรับแรงกระแทกให้น้ำมันที่ตัวถังรถ ให้น้อยที่สุดเท่าที่จะทำได้ การที่จะให้รถหยุด ผู้ขับจะเหยียบเบรคห้ามล้อ แม้มันห้ามล้อจะทำงานอัดน้ำมันห้ามล้อ มายังลูกปั๊มซึ่งอยู่ที่ล้อ ลูกปั๊มจะไปดันฝักห้ามล้อให้ถ่างออก ฝักห้ามล้อซึ่งติดอยู่กับฝักห้ามล้อจะเข้าไปเสียดสีกับกะทะ ห้ามล้อ ทำให้เกิดความฝืด ต้านการหมุนของล้อ ทำให้รถหยุดได้ตามต้องการ

1.4 การขับเคลื่อนของรถยนต์

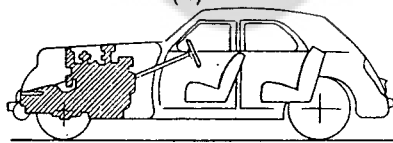
การขับเคลื่อนของรถยนต์มีอยู่หลายแบบ เช่น รถแบบ 4×2 หมายถึง รถยนต์ 4 ล้อ ขับเคลื่อน 2 ล้อ รถแบบ 4×4 คือรถยนต์ 4 ล้อ ขับเคลื่อน 4 ล้อ นอกจากนี้ยังมีรถแบบ 6×2 , 6×4 และ 6×6 ซึ่งเป็นรถยนต์ 6 ล้อ ขับเคลื่อน 2, 4 และ 6 ล้อตามลำดับ

สำหรับล้อรถยนต์ จะแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ ล้อเดี่ยว และล้อคู่ ล้อเดี่ยว หมายความว่า ล้อนั้นมียางเส้นเดียว ส่วนล้อคู่ หมายความว่าล้อนั้นมียาง 2 เส้น

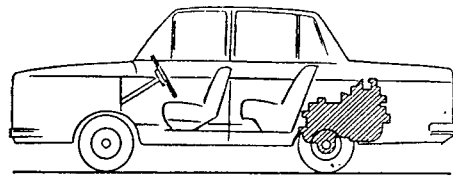
รถเก๋งและรถบรรทุกขนาดเล็ก เช่น รถกระบะ มักจะเป็นรถ 4 ล้อ ใช้ล้อเดี่ยว รถบรรทุกขนาดกลาง (ภาษาตลาดนิยมเรียกกันว่า รถ 6 ล้อ, ภาษาขนส่งเรียกว่ารถ 2 เพลา) มักจะเป็นรถ 4 ล้อ ล้อหน้าเป็นล้อเดี่ยว ล้อหลังเป็นล้อคู่ รถบรรทุกขนาดใหญ่ (ภาษาตลาดเรียกว่ารถ 10 ล้อ, ภาษาขนส่งเรียกว่ารถ 3 เพลา) มักจะเป็นรถ 6 ล้อ ล้อหน้าเป็นล้อเดี่ยว ล้อหลังทั้ง 2 เพลาเป็นยางคู่ทั้งคู่ มีบ้างเหมือนกันที่ล้อหลังเป็นล้อเดี่ยว 1 เพลา กับ ล้อคู่ 1 เพลา ซึ่งมักจะเป็นรถโดยสาร สำหรับรถที่รับน้ำหนักมากกว่านี้จะเป็นรถ 8 ล้อ (4 เพลา) ด้านหน้ามี 2 เพลา เป็นล้อเดี่ยวทั้ง 2 เพลา ด้านหลังมี 2 เพลา เป็นล้อคู่ทั้ง 2 เพลา



(a)



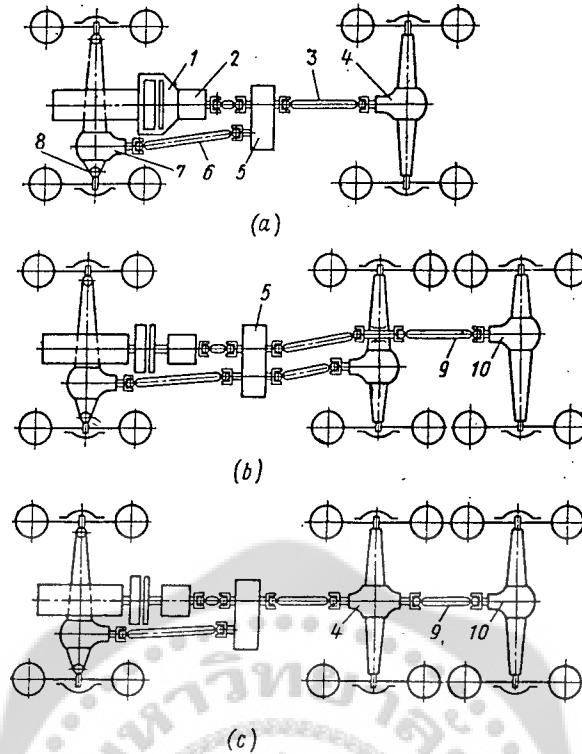
(b)



(c)

รูปที่ 1.10 ลักษณะการขับเคลื่อนแบบต่าง ๆ

- (a) เครื่องยนต์อยู่ด้านหน้า ขับเคลื่อนล้อหลัง (b) เครื่องยนต์อยู่ด้านหน้า ขับเคลื่อนล้อหน้า
(c) เครื่องยนต์อยู่ด้านหลัง ขับเคลื่อนล้อหลัง



รูปที่ 1.11 ลักษณะการขับเคลื่อนของรถบรรทุกแบบ cross country

(a) ขับเคลื่อนทั้ง 2 เพลา (4 × 4) (b) และ (c) ขับเคลื่อนทั้ง 3 เพลา (6 × 6)

- 1 - คลัทช์, 2 - ชุดเฟืองทด, 3, 6 และ 9 - เพลาขับด้วยข้อต่ออ่อน, 4 - ชุดเพลาท้าย, 5 - distributor box, 7 - ชุดเพลาหน้า, 8 - hinge Joint แบบความเร็วเชิงมุมเท่ากัน, 10 - ชุดเพลาท้ายอันที่ 2

1.5 การติดตั้งเครื่องยนต์

การติดตั้งเครื่องยนต์ อาจจะติดตั้งไว้ทางด้านหน้า ด้านหลัง หรือตรงกลางของรถก็ได้ ก่อนที่จะกล่าวถึงข้อดีและข้อเสียของรถยนต์เครื่องอยู่ด้านหน้าและเครื่องยนต์เครื่องอยู่ด้านหลัง ควรจะทราบตั้งแต่เริ่มแรกว่าการติดตั้งเครื่องยนต์ได้กระทำอย่างไรบ้าง ในตอนแรกเครื่องยนต์ของรถยนต์ 4 ล้อจะติดตั้งไว้ที่หนึ่ง บางแบบอาจจะอยู่ทางด้านท้าย ในขณะที่รถยนต์ดัดแปลงมาจากรถม้า ซึ่งนิยมหนึ่งหน้าเข้าหากัน (Dos-a-dos type body) ดังนั้นจะเห็นได้ว่าที่หนึ่งของผู้ขับและผู้โดยสารจะติดต่อกัน เหมาะสำหรับวางเครื่องยนต์เป็นอย่างดี แต่การติดตั้งเครื่องยนต์แบบนี้มีข้อเสียคือ ถ้าจะต้องมีการปรับแต่งหรือบริการเครื่องยนต์จะมีความลำบากในการซ่อม ดังนั้นบริษัท Panhard และ Levassor ประเทศฝรั่งเศส จึงได้มีแนวคิดในการวางเครื่องยนต์ไว้ทางด้านหน้าของแชสซิส โดยมีฝากระโปรงปิดเครื่องยนต์ ชุดเฟืองทดอยู่ตรงกลางรถ และขับเคลื่อนล้อหลังโดยใช้โซ่ ซึ่งต่อมาได้เปลี่ยนเป็นเพลาขับผ่าน Live Axle ดังนั้น พวก คลัทช์ และชุดเฟืองทดจะอยู่หลังต่อมาจากเครื่องยนต์ ซึ่งต่อมากลายเป็นมาตรฐานของทั้งรถหนึ่งและรถบรรทุก ส่วนรถโดยสารได้เปลี่ยนตำแหน่งการติดตั้งเครื่องยนต์ไปไว้ทางด้านท้ายหรือตอนกลางของตัวรถ ทำให้มีพื้นที่เพิ่มมากขึ้น

การติดตั้งเครื่องยนต์ไว้ข้างหน้านอกจากจะง่ายต่อการปรับแต่ง บริการ หรือซ่อมแซมแล้ว ยังมีข้อดีอีกหลายประการ เช่น การระบายความร้อนทำได้ดี เพราะรังผึ้งหมอน้ำอยู่ทางด้านหน้าของตัวรถ ท่อต่าง ๆ ที่ต่อเข้ากับเครื่องยนต์สั้น เวลารถวิ่งก็มีลมปะทะระบายความร้อนได้ดีเต็มที่ ช่วงของเพลากลางก็ยาว ทำให้มุมของข้อต่ออ่อนน้อย ลูกปืนไม่รับภาระมากเกินไป

ข้อเสียของการวางเครื่องยนต์อยู่ทางด้านหน้าก็คือ ถ้าเปรียบเทียบพื้นที่ที่ใช้วางเครื่องยนต์แล้วดูค่อนข้างมาก ทำให้ที่นั่งผู้ขับขี่แคบถ้าความยาวช่วงฐานล้อ (Wheel base) ปกติ แต่ถ้าจะทำให้ที่นั่งผู้ขับขี่กว้างอย่างสบาย ก็จำเป็นต้องให้ช่วงฐานล้อยาวมากขึ้น นั่นหมายความว่าน้ำหนักของตัวรถจะเพิ่มขึ้นอีกมาก เครื่องยนต์ขนาดเดียวกันเมื่อวางไว้ทางด้านหลังก็จะเปลืองเนื้อที่เท่า ๆ กัน

1.6 รถยนต์นั่งเครื่องยนต์อยู่ด้านท้าย

เมื่อก่อนนี้ได้มีการกล่าวว่าการวางเครื่องยนต์ไว้ทางด้านหลังดีกว่า โดยให้เหตุผลว่าจะสามารถทำการออกแบบตัวถังให้เป็น Streamline ได้ดีกว่า ซึ่งรูปร่างนี้ได้นำมาจากวิศวกรผู้สร้างเครื่องบิน โดยมี Dr.Edmund Rumpler เป็นผู้สร้างรถ Teardrop ในเยอรมัน และ Sir Denistoun Burney นักออกแบบสร้างเครื่องบินในประเทศอังกฤษ ได้สร้างรถยนต์ Burney โดยมีการแสดงให้ชม เป็นรถที่มีลักษณะคล้ายปีกเครื่องบินอย่างหนา และใช้เครื่องยนต์แบบสูบเรียง (In-line Engine) วางตามความยาวทางด้านหลังของตัวรถ เนื่องจากอัตราส่วนระหว่างกำลังต่อน้ำหนักมีค่าน้อย จึงทำให้ความเร็วสูงสุดทำได้สูง และยังเป็นรถที่ประหยัดเชื้อเพลิงสูง เพราะเนื่องจากมันมี Streamline ที่ดีเลิศ จึงทำให้ใช้เครื่องยนต์ที่มีกำลังน้อยได้ เนื่องจากใช้เครื่องยนต์ที่มีกำลังน้อยจึงทำให้อัตราเร่งต่ำ ไม่ค่อยเป็นที่พอใจของนักขับรถ โดยเฉพาะชาวอเมริกัน รถคันนี้จึงไม่ได้ผลิตรายจำหน่าย เนื่องจากในขณะนั้นไม่มีใครนิยมวางเครื่องยนต์ไว้ด้านท้าย รวมทั้งระบบกันสะเทือนซึ่งเป็นแบบอิสระทั้ง 4 ล้อ และตัวถังเป็นแบบไม่มีโครง (Frameless Construction) จึงทำให้บริษัทผู้ผลิตลังเลใจ

การที่วางเครื่องยนต์ไว้ทางด้านท้าย นอกจากจะทำให้รูปร่างตัวถังเป็น Streamline ดีแล้ว ยังมีข้อดีที่สำคัญ คือ เครื่องยนต์ ชุดเฟืองทด และชุดเฟืองท้าย รวมกันเป็นหน่วยเดียวกัน ทัศนวิสัยดีขึ้น ไม่มีความร้อนจากเครื่องยนต์มารบกวน ไม่มีควันจากเครื่องยนต์เข้ามารบกวน และทำให้การยึดเกาะถนนของล้อดีขึ้น ข้อเสียของการวางเครื่องยนต์ไว้ด้านท้ายคือ การควบคุมต้องมีระยะทางไกล เช่น คันเร่ง คลัทช์ คันเกียร์ การระบายความร้อนของเครื่องยนต์ และระบบทำความร้อนในห้องโดยสาร (เฉพาะในเมืองหนาว) มีความยุ่งยาก หรือไม่เพียงพอ

รถยนต์ที่วางเครื่องยนต์ไว้ด้านท้ายจะมีโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนขวางกับตัวรถสูง เนื่องจากเครื่องยนต์อยู่ทางด้านหลัง และจะต้องมีน้ำหนักมาถ่วงให้เกิดการสมดุล โดยมี ถังน้ำมันเชื้อเพลิง ยางอะไหล่ ลัมภาระอยู่ทางด้านหน้า เพื่อเป็นการกระจายน้ำหนักให้หลังพอดีระหว่างล้อหน้ากับล้อหลัง โมเมนต์ความเฉื่อยนี้ทำให้การนั่งสบายดี แต่จะทำให้การวิ่งของรถไม่ดี ถ้าเกิดอาการรถกระตุกพุ่งไปข้างหน้า จะทำให้ผู้โดยสารรู้สึกไม่ค่อยสบาย อีกประการหนึ่งก็คือ เนื่องจากน้ำหนักกระจายลงล้อหลังมากเกินไป ทำให้รถไม่เสถียรในขณะที่รถวิ่งด้วยความเร็วสูง คล้ายกับการยิงลูกธนูโดยกลับด้านหางเป็นด้านหัวแล้วยิงออกไป ในขณะที่รถวิ่งด้วยความเร็วสูง จุดศูนย์ถ่วงของรถควรจะต้องอยู่ด้านหน้าจุดศูนย์กลางความดันของลม ดังนั้นจึงมีความลำบากมากสำหรับรถยนต์ที่เครื่องยนต์อยู่ด้านท้ายที่จะทำได้ดังกล่าว ส่วนมากพยายามวางเครื่องยนต์อยู่ทางด้านหน้าของเพลาท้าย ซึ่งจะทำให้เนื้อที่ของห้องโดยสารคับแคบลงไปอีก

อีกประการหนึ่ง การที่เครื่องยนต์ไม่ได้อยู่ด้านหน้า ทำให้ผู้ขับขี่รู้สึกว่าไม่มีความปลอดภัยถ้าเกิดอุบัติเหตุ เพราะไม่มีเครื่องยนต์กั้นเอาไว้

1.7 รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าได้รับความสนใจหลังจากเริ่มผลิตออกจำหน่าย โดยเฉพาะใน อเมริกา เยอรมัน ฝรั่งเศส และอังกฤษ

ข้อดีในการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าก็คือเมื่อรถเลี้ยวรถจะเกาะถนนได้ดีกว่าแบบอื่น ๆ เพราะแรงขับเคลื่อนจะไปในทิศทางเดียวกับล้อหน้าที่เลี้ยว แทนที่จะทำมุมกับล้อที่เลี้ยว เช่น กรณีที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง อีกประการหนึ่ง เนื่องจากเครื่องยนต์ ชุดเพื่องทด และชุดเพื่องท้าย รวมเป็นหน่วยเดียวกัน จึงไม่มีเพลากลาง ดังนั้นจึงทำให้สามารถสร้างให้พื้นรถต่ำได้โดยไม่ต้องทำโพรงสำหรับเพลากลางผ่านกลางลำไปยังเพลาท้าย ทำให้ล้อหลังมีน้ำหนักน้อยลง คือ เป็นการลด Unsprung Mass การขับขี่ก็สบายขึ้น ยางสึกน้อยลง

ข้อเสียสำหรับการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าคือ เมื่อรถวิ่งในที่ชันและลื่น โดยเฉพาะในการเริ่มต้นออกกรซึ่งในขณะนั้นการขับเคลื่อนของล้อขับเคลื่อนจะเร็วมาก เพราะน้ำหนักที่กระจายลงบนล้อหน้าจะน้อยลงไป ดังนั้นรถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าจึงพยายามทำให้มีน้ำหนักกระจายลงที่ล้อหน้ามากที่สุดเท่าที่จะทำได้ โดยใช้เครื่องยนต์ V-4 หรือ V-8 และเอาชุดเพื่องทดวางไว้ทางด้านหน้าของเพลาลูกหน้า แต่ถ้าขับรถขึ้นทางที่ชันมาก ๆ ก็อาจจะใช้วิธีวิ่งซิกแซกขึ้นไปในตอนเริ่มต้น หรืออาจจะถอยลงมาในที่ราบ แล้วตั้งต้นวิ่งขึ้นไปใหม่ หรืออาจจะใช้โซ่พันล้อก็ได้ รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าจะต้องใช้ข้อต่ออ่อนแบบความเร็วคงที่

รถยนต์นั่งสมัยใหม่ในปัจจุบันจะเป็นแบบขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าแทบทั้งสิ้น

1.8 แชนสซิส

ตามปกติแชนสซิสของรถยนต์นั้นเป็นโครง โดยสร้างจากเหล็กกล้าปั๊มขึ้นรูปเป็นเหล็กรางหน้าตัดรูปตัวซี (Channel Section) หรือบางครั้งโครงอาจจะเป็นแบบแผง (Panel Type) ทำเป็นชิ้นส่วนในแนวยาวและแนวขวาง หรืออาจจะเป็นโครงแบบรูปตัวเอ็กซ์ (X-Member) ก็ได้ (ในอังกฤษเรียก Cruciform) โครงแบบแผงจะเรียกยกเว้นตรง Box Section ซึ่งทำเป็นชิ้นส่วนของตัวแผง จะมีความต้านทานการบิดบ้างเล็กน้อย การวางเครื่องยนต์ จะวางอยู่ระหว่างโครงที่เป็นเหล็กรางรูปตัวซี และเนื่องจากการสิ้นเสทือนของเครื่องยนต์ ดังนั้นที่ความเร็วสูงๆจะทำให้โครงเสียหายได้ การแก้ไขอาจจะใช้คานขวางเป็นท่อน (Tubular Cross Member) ขนาดใหญ่เข้ามาช่วยอีกก็ได้ และบางทีก็อาจทำเป็นโครงแบบ Tubular-backbone ที่ถือกำเนิดมาจากประเทศเช็กโกสโลวาเกียซึ่งถนนไม่ค่อยดีนักและเป็นภูเขาเป็นส่วนมากก็ได้ ในตอนแรก ๆ ของการออกแบบจะทำการท่อนเหล็กขนาดใหญ่ที่มีความยาวจากตัวเรือนชุดเพื่องทดไปถึงตัวเรือนชุดเพื่องท้าย มีคานขวางและหุ้ยึดตัวถัง และมีสปริงรองรับน้ำหนักตัวรถ

Backbone-Type เป็นที่นิยมมากในยุโรป ต่อมาได้มีการออกแบบหน้าตัดตรงส่วนกลางของ Backbone ทำเป็นหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมหรือกลม โดยมีแขนต่อออกทั้งสองข้างเป็นที่รองรับเครื่องยนต์และชุดเพื่องท้าย และยังมีการ

ออกแบบเป็นท่อหรือเหล็กทรงรูปตัวซี ตรงกลางจะชิดกันและแยกออกตรงปลายทั้งสองข้าง ข้อเสียของแบบนี้คือ การประกอบติดตั้งที่ยึดต่าง ๆ ไม่ค่อยสะดวกเมื่อเปรียบเทียบกับแบบแผง

1.9 Unitized Construction

ในตอนเริ่มแรกการสร้างรถยนต์ส่วนมากจะสร้าง เซลล์ชีส และตัวถัง แยกออกจากกัน แล้วนำมาประกอบเข้าด้วยกันทีหลัง เนื่องจากมีความยุ่งยากเกี่ยวกับความแข็งแรงของโครงไม่เพียงพอ ดังนั้นจึงมีผู้คิดค้นให้ตัวถังช่วยรับภาระด้วย โดยสร้างเป็นหน่วยเดียวกัน และให้ตัวถังรับภาระและการบิดตัวด้วย แต่ถ้าเป็นรถแบบเปิดประทุนหรือแบบ Convertible ตัวถังจะไม่สามารถรับภาระได้เพียงพอ เนื่องจากมีประตู ทำให้ความแข็งแรงลดลง โครงสร้างรถยนต์แบบนี้เรียกว่า Unitized Construction หรือแบบไม่มีโครง (Frameless) หรือแบบ Single-unit Construction นอกจากนี้ยังนิยมเรียกว่าเป็นแบบ Monocoque

เหตุผลสำคัญที่สร้างเป็นแบบ Unitized Construction ก็คือสามารถลดน้ำหนักของตัวรถลงไปได้ ทำให้ใช้วัสดุ คือเหล็กกล้า น้อยลง มีผลให้ใช้กำลังในการขับเคลื่อน โดยเฉพาะในตอนขึ้นทางลาดชันน้อยลง ทำให้ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง วิศวกรบางคนได้ศึกษา และมีความเห็นแตกต่างกันในเรื่องการลด น้ำหนักของตัวรถ เมื่อเปรียบเทียบกับแบบมีเซลล์ชีส บางคนกล่าวว่าได้เพียง 2 เปอร์เซ็นต์เท่านั้น ในขณะที่วิศวกรคนอื่นที่มีประสบการณ์ในการสร้างตัวถังแบบ Unitized บอกว่าลดได้ถึง 7 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งก็ควรจะเป็นเช่นนั้น ถึงแม้ว่าการสร้างแบบ Unitized Construction ตัวถังจะต้องต่อเพิ่มออกมาทางด้านหน้าและทางด้านซ้าย ซึ่งจะต้องทำให้แข็งแรงเพียงพอเพื่อรับภาระจากเครื่องยนต์ ชิ้นส่วนของระบบกันสะเทือนกันชน และจุดอื่น ๆ อีก อย่างไรก็ตาม โครงสร้างแบบนี้ น้ำหนักเบากว่าแบบมีเซลล์ชีส ดังนั้นจะทำให้ภาระที่กระทำต่อชิ้นส่วนของระบบกันสะเทือนน้อยลง ขนาดของชิ้นส่วนของระบบกันสะเทือนก็จะเล็กลง รวมไปถึงล้อด้วย รถที่มีน้ำหนักเบาต้องการกำลังในการขับเคลื่อนน้อยลงด้วย มีผลทำให้เครื่องยนต์และชิ้นส่วนของระบบขับเคลื่อนมีขนาดเล็กลงเช่นกันจึงทำให้สามารถลดน้ำหนักได้ถึง 7 เปอร์เซ็นต์ ตามที่อ้างไว้

ข้อดีอีกอย่างหนึ่งของ Unitized Construction ก็คือ Road Clearance สามารถสร้างให้พื้นรถได้สูงไปได้อีกมากกว่ารถยนต์แบบมีเซลล์ชีส โดยเฉพาะแบบโครงรูปตัวเอ็กซ์ ตัวเหล็กทรงรูปตัวซีจะต้องมีความลึกมากกว่าแบบ Unitized ซึ่งมีตัวเสริมความแข็งแรงหน้าตัดเป็นรูปตัวซีมาช่วยรับน้ำหนักทำให้แข็งแรงขึ้น ซึ่งมีความลึกน้อยกว่ามาก ทำให้จุดศูนย์ถ่วงลดต่ำลงไปอีก

Unitized Construction นอกจากจะสามารถผลิตได้ในราคาถูกแล้วยังจะมีการปลอดภัยมากกว่าแบบมีเซลล์ชีส เพราะว่าทางด้านหน้าและด้านหลังของตัวถังจะถูกสร้างโดยใช้เหล็กที่มีความหนาแน่นน้อยกว่า ซึ่งมีผลให้ความแข็งแรงตามแนวยาวตามลำตัวรถน้อยกว่าแบบมีเซลล์ชีส นั่นคือถ้าเกิดการชน ตัวถังแบบ Unitized จะยุบตัวมากกว่า เกิดการซึมซับแรงกระแทกได้มากกว่า ความรุนแรงที่จะส่งผลกระทบต่อผู้โดยสารก็จะน้อยกว่าแบบมีเซลล์ชีส

ข้อเสียของ Unitized Construction ก็คืออาจจะมีความเสี่ยงเกิดขึ้นจากตัวถัง ซึ่งก็แก้ไขได้โดยกรรมวิธีต่าง ๆ เช่น ทำส่วนที่มีเสียงดังเป็นส่วนโค้ง ครีป ขอบ ล้น หรืออื่น ๆ ข้อเสียอีกประการหนึ่งก็คือ เนื่องจากตัวถังด้านล่าง ใช้เหล็กที่มีความหนาแน่นน้อยกว่าแบบมีเซลล์ชีส ดังนั้นเมื่อเกิดสนิมแล้วความแข็งแรงจะลดลงไป แต่ถ้าแก้ไขโดยมีระบบการป้องกันการเกิดสนิมอย่างดีแล้วปัญหานี้ก็จะหมดไป

1.10 ช่วงฐานล้อและความกว้างของช่วงล้อ

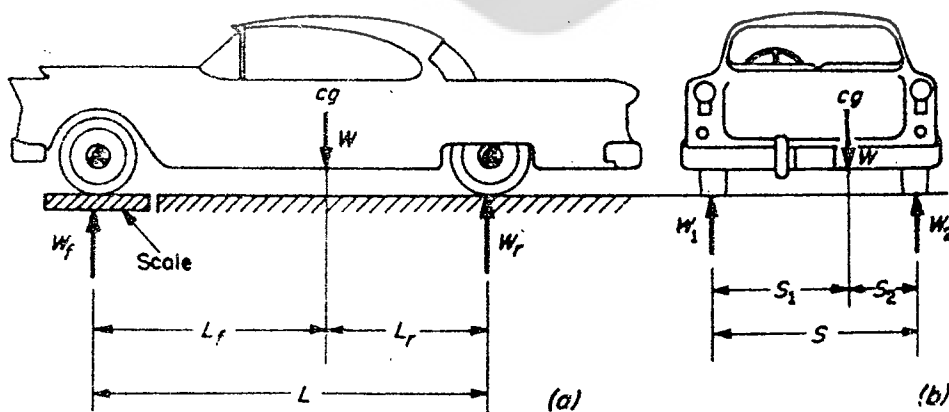
มิติที่สำคัญของรถยนต์ ซึ่งจะนำไปใช้ในการคำนวณหาการกระจายน้ำหนักลงบนล้อของรถยนต์ คือช่วงฐานล้อ (Wheel base) และความกว้างของช่วงล้อ (Wheel track หรือ treads)

ช่วงฐานล้อคือความยาวหรือระยะทางระหว่างศูนย์กลางเพลาล้อหน้า กับศูนย์กลางเพลาล้อหลังของล้อที่อยู่ด้านเดียวกัน คือล้อด้านซ้ายหรือล้อด้านขวา ซึ่งจะมีค่าเท่ากันทั้ง 2 ข้าง ถ้าเป็นรถยนต์แบบ ด้านหลังมี 2 เพลา ระยะฐานล้อจะคิดจากศูนย์กลางเพลาล้อหน้าถึงกึ่งกลางระหว่างศูนย์กลางเพลาล้อหลังทั้งคู่

ความกว้างของช่วงล้อคือความยาว หรือระยะทางระหว่างจุดสัมผัสที่ล้อสัมผัสกับถนน ของล้อ ที่อยู่ตรงข้ามกัน คือล้อที่อยู่บนเพลาดียวกัน ความกว้างของช่วงล้อหน้ากับช่วงล้อหลังอาจจะไม่เท่ากันก็ได้

ตามปกติทั่วไปความกว้างของช่วงล้อหน้ากับช่วงล้อหลังจะเท่ากัน ความกว้างของช่วงล้อหน้าจะถูกกำหนดโดยความกว้างของโครง ขนาดของล้อ และเรขาคณิตในการเลี้ยวของล้อ ส่วนความกว้างของช่วง ล้อหลังจะถูกกำหนดโดยความกว้างของตัวรถ และตามกฎหมายว่าด้วยความกว้างตัวถัง

ถ้าเป็นล้อคู่ ความกว้างของช่วงล้อจะได้จากระยะห่างกึ่งกลางของจุดสัมผัสของยางแต่ละคู่



รูปที่ 1.12 ช่วงฐานล้อ และความกว้างของช่วงล้อ
(a) L คือช่วงฐานล้อ (b) S คือความกว้างของช่วงล้อ

เอกสารอ้างอิง

1. บัญชา คังตระกูล. **กลศาสตร์ยานยนต์ 1**, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มศว. ออริจิ้น, นครนายก, 2542.
2. Artimonov, M.d., Ilarionov, V.A. And Morin, M.M. **Motor Vehicles Fundamentals and Design**, Mir Publishers, Moscow, 1976.
3. Giri, N.K. **Automobile Mechanics**, Khana Publishers, New Delhi, 1979.
4. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.

เอกสารสำหรับอ่านเพิ่มเติม

1. Breer, Carl, **The Birth of Chrysler Corporation and Its Engineering Legacy**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
2. Rand, D.A.J., Woods, R., and Dell, R.M. **Batteries for Electric Vehicles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1998.
3. Seiffert, Ulrich, and Walzer, Peter, **Automobile Technology of the Future**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1991.
4. **The Visual Dictionary of Cars**, Dorling Kindersley, London, 1992.
5. Wakefield, Ernest H., **History of the Electric Automobile**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1994.

แผนการสอน

บทที่ 2 การเคลื่อนที่ของล้อ

ความคิดหลัก

การศึกษาทางด้านวิศวกรรมยานยนต์ควรจะเริ่มต้นที่การเคลื่อนที่ของล้อ ด้วยเหตุผลที่ว่ากฎเกณฑ์ทางกายภาพต่างๆที่ควบคุมการเคลื่อนที่ของล้อจะเป็นสิ่งที่กำหนดสมรรถนะต่างๆของยานยนต์ที่เคลื่อนที่ไป โดยเริ่มต้นจากล้อที่แข็งแรงแรง ซึ่งเป็นปัญหาที่ง่ายกว่า แล้วจึงนำไปสู่ล้อที่ยืดหยุ่น ซึ่งเป็นปัญหาที่ซับซ้อนกว่าต่อไป

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของล้อ เข้าใจถึงคุณลักษณะที่แตกต่างกันระหว่างล้อที่แข็งแรงแรงกับล้อที่ยืดหยุ่น และสามารถวิเคราะห์หาขีดจำกัดจากความฝืดของล้อได้ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์การเคลื่อนที่ของล้อที่แข็งแรงแรง และล้อที่ยืดหยุ่นได้
2. จำแนกความแตกต่างทางคุณลักษณะของล้อที่แข็งแรงแรงกับล้อที่ยืดหยุ่นได้
3. คำนวณหาขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่จากค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนได้

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ
3. ชุดสาธิตล้อรถยนต์

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 2 การเคลื่อนที่ของล้อ

2.1 นำบท

ส่วนที่ 1 ล้อที่แข็งแกร่ง

2.2 ล้อที่แข็งแกร่ง

2.3 ความฝืดสถิต

2.4 ความต้านทานการกลิ้ง

ส่วนที่ 2 ล้อที่ยืดหยุ่น

2.5 ล้อที่ยืดหยุ่น

2.6 ความต้านทานการกลิ้ง

2.7 การสิ้นเปลืองของล้อ

2.8 การยุบตัวของยาง

2.9 แรงเสียดทานลัฟท์

2.10 เสถียรภาพในการห้ามล้อ

2.11 สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

2.12 การเลือกค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

2.13 พลศาสตร์ของการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

การเคลื่อนที่ของล้อ

2.1 นำบท

แรงขับเคลื่อน (Tractive Force) สำหรับยานยนต์ขนส่งในยุคโบราณ เช่น ล้อเลื่อนและเกวียน เป็นแรงที่กระทำจากภายนอก สำหรับยานยนต์ที่ถูกลากจูงเช่นนั้น หน้าที่ขึ้นพื้นฐานของล้อในขณะที่รองรับอยู่ระหว่างโครงสร้างของตัวถังกับพื้นถนนคือมันจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง(Rolling)ไป ซึ่งง่ายกว่าการเคลื่อนที่แบบไถล(Sliding) ทั้งนี้เป็นเพราะว่าการลากวัตถุไปบนพื้นซึ่งจะเกิดความฝืดเลื่อนหรือไถล (Sliding Friction) นั้นมีความฝืดสูงกว่าการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง

แต่สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเองนั้นกลับตรงกันข้าม มันต้องการคุณลักษณะของล้อเพิ่มเติมมากกว่าล้อที่กลิ้งไปอย่างเดียว คือมันต้องสามารถเปลี่ยนแปลงแรงบิด(Torque)ที่เกิดขึ้นจากภายในยานยนต์ไปเป็นแรงขับเคลื่อน ในขณะที่เดียวกันก็ต้องมีความฝืดสูงมากพอที่จะต้านทานแรงทางด้านข้าง (Side Forces) คุณลักษณะหลังนี้คือความต้านทานต่อแรงผลักดันทางด้านข้าง (Side Thrust) จะทำให้เกิดการควบคุมทิศทางที่มีประสิทธิภาพของยานยนต์ภายในโครงสร้างของตัวมันเอง

กลศาสตร์ยานยนต์จะเริ่มต้นที่จุดนี้ โดยจะพิจารณาถึงกฎเกณฑ์ทางกายภาพต่างๆที่ควบคุมการเคลื่อนที่ของล้อที่แข็งแกร่ง (Rigid Wheel) ซึ่งเกิดการหมุนไป หลังจากจบการวิเคราะห์กรณีง่ายของล้อที่แข็งแกร่งแล้วก็จะขยายการวิเคราะห์ไปสู่พฤติกรรมที่ซับซ้อนยิ่งขึ้นของล้อที่ยืดหยุ่น (Elastic Wheel) หรือล้อยางต่อไป

ส่วนที่ 1 ล้อที่แข็งแกร่ง

2.2 ล้อที่แข็งแกร่ง

แม้ว่าหน้าที่เบื้องต้นของล้อคือการลดความฝืด แต่ล้อจะยังคงการกลิ้งต่อไปได้ก็ต้องการมีความฝืดสถิต (Static Friction) สูงมากพอ การเคลื่อนที่ของล้อมีอยู่ 2 ลักษณะคือ

1. การเลื่อน (Sliding) หรือการลื่นไถลไป เช่นในกรณีของวัตถุที่ถูกผลักหรือถูกดึงไปบนพื้น
2. การกลิ้ง (Rolling) ซึ่งนิยามได้ว่าเป็นการเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้นของวัตถุรูปทรงกระบอกซึ่งตรงจุดที่สัมผัสกับพื้นไม่

มีการเคลื่อนที่สัมผัสกับพื้นถนน สำหรับการกลิ้ง ความเร็วในการ Translationของจุดศูนย์กลางของล้อจะเท่ากับความเร็วที่เส้นรอบวงของขอบล้อ

มีค่ามากที่สุดคือ ภายใต้สภาวะทางกายภาพใดที่จะเกิดการเคลื่อนที่แบบการไถลหรือแบบการกลิ้ง การกลิ้งของล้อขึ้นอยู่กับแรงเสียดทานสถิตขึ้นระหว่างหน้าสัมผัสที่ล้อสัมผัสกับพื้นถนน เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการลื่นไถล ถ้าแรงเสียดทานนี้เกิดขึ้นน้อยเกินไปที่จะสมดุลกับแรงขับเคลื่อน ก็จะไม่สามารถรักษาการกลิ้งให้คงอยู่ต่อไปได้ และล้อก็เริ่มที่จะเกิดการลื่นไถล

2.3 ความฝืดสถิต

กฎความฝืดของCoulombให้คำอธิบายทางคณิตศาสตร์สำหรับกระบวนการกลิ้งและทำให้สามารถคำนวณกรณีที่เป็นค่าขีดจำกัด(Limiting Value)ได้ ความสัมพันธ์ที่อยู่ในรูปแบบของสมการคือ

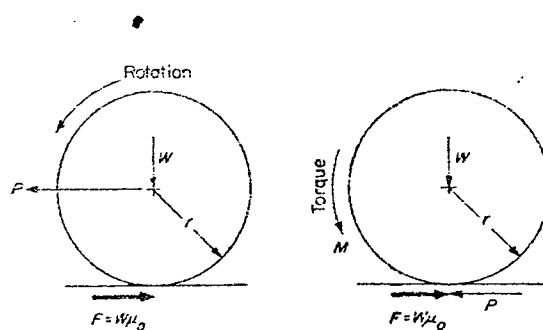
$$F = W\mu \quad (2-1)$$

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ มีอยู่ 2 ลักษณะคือ μ_s ซึ่งเป็นสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถล(Sliding Friction) และ μ_0 ซึ่งเป็นสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิต (Static Friction) จากการสมดุลแรงในรูปที่ 2.1 ตามสมการ (2-1) เงื่อนไขสำหรับการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง คือ

$$P_{\max} = W\mu_0 \quad (2-2)$$

สมการนี้แสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่แบบการกลิ้งยังคงเกิดขึ้นต่อไปตราบใดที่แรงขับเคลื่อน P ยังคงน้อยกว่าแรงเสียดทานสถิต

ความแตกต่างที่สำคัญระหว่างการกลิ้งกับการไถลของล้ออยู่ที่การใช้งานที่มีประสิทธิภาพของแรงเสียดทานที่พื้นถนน สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิตมีค่าสูงกว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถล ทำให้ล้อที่กลิ้งไปสามารถถ่ายทอดแรงได้สูงกว่าล้อที่เกิดการไถล สิ่งนี้มีความสำคัญอย่างยิ่งโดยเฉพาะในระหว่างการห้ามล้อ ล้อที่กลิ้งไปสามารถรักษาทิศทางการเคลื่อนที่ไว้ได้ แต่ล้อที่เกิดการลื่นไถลจะไม่สามารถรักษาเสถียรภาพในการควบคุมทิศทางไว้ได้



รูปที่ 2.1 แรงขับเคลื่อนที่กระทำต่อล้ออาจจะเป็นแรงจุดลากจากภายนอก (ซ้ายมือ) หรือเกิดจากแรงบิดที่สร้างขึ้นจากภายใน (ขวามือ) การกลิ้งจะเกิดขึ้นต่อไปตราบเท่าที่แรงขับเคลื่อนยังคงอยู่ภายในขีดจำกัดของแรงเสียดทานสถิต

แรงขับเคลื่อนมีอยู่ 2 ลักษณะคือ

1. แรงภายนอกซึ่งอาจจะเป็นการดึง, การจูดลาก หรือ การผลัก การดัน กระทำที่จุดศูนย์กลางของล้อ
2. แรงภายในซึ่งเกิดขึ้นภายในตัวยานยนต์เอง แล้วเปลี่ยนรูปไปเป็นแรงบิดกระทำกับล้อขับ (Driving Wheel)

ดังนั้นขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่แท้จริงก็คือแรงเสียดทานปฏิกิริยาของพื้นถนนนั่นเอง

ในการเคลื่อนที่แบบการกลิ้งไม่สำคัญที่ว่าแรงจะกระทำที่จุดศูนย์กลางของล้อหรือที่เส้นรอบวงของล้อ แรงขับเคลื่อนภายในของยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเองจะถูกจำกัดด้วยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นตรงจุดสัมผัสระหว่างล้อกับพื้นถนนโดยตรง และแรงบิดส่วนที่เกินขีดจำกัดนี้จะไม่เป็นผลให้เกิดการขับเคลื่อน จะเห็นได้ว่าขีดจำกัดสูงสุดของสมรรถนะของยานยนต์จะถูกกำหนดด้วยความสามารถของล้อที่จะสร้างการเกาะถนนจากความฝืดระหว่างล้อกับถนนโดยตรง

สมการ (2-2) สามารถเขียนใหม่เพื่อให้ได้แรงบิดภายในสูงสุดที่ล้อจะสามารถถ่ายทอดไปสู่พื้นถนนคือ

$$M_{\max} = rW\mu_r \quad (2-3)$$

2.4 ความต้านทานการกลิ้ง

สำหรับการเคลื่อนที่แบบไถล แรงเสียดทาน $W\mu_s$ คือแรงต้านทานการเคลื่อนที่ซึ่งแรงขับเคลื่อนต้องเอาชนะแรงเสียดทานสถิต $W\mu_s$ สำหรับล้อที่เกิดการกลิ้งเป็นเพียงค่าขีดจำกัดของแรงสูงสุดซึ่งไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงในระหว่างการเคลื่อนที่แบบการกลิ้งที่แท้จริง แรงต้านทานต่อการเกิดการกลิ้งของล้อเรียกว่าความต้านทานการกลิ้ง (Rolling Resistance)

ล้อซึ่งมีภาระ W กระทำ ถูกจูดลากที่แกนหมุนตรงจุดศูนย์กลางของล้อด้วยแรงขับเคลื่อน P ดังแสดงในรูปที่ 2.2 ตามกฎเกณฑ์ทางกายภาพทั่วไปซึ่งความต้านทานการกลิ้งจะมีค่าลดลง ทำให้ล้อซึ่งเราพิจารณาให้เป็นวัตถุแกร่งก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของพื้นถนน แรงปฏิกิริยา N จะเกิดขึ้นที่จุดศูนย์กลางความดันของผิวสัมผัสที่พื้นถนน แรงนี้สามารถแยกออกเป็น 2 องค์ประกอบ (Component) คือ องค์ประกอบในแนวตั้งฉากกับพื้นถนนซึ่งจะสมดุลกับภาระ W ของล้อ และองค์ประกอบในแนวระดับซึ่งเป็นความต้านทานการกลิ้ง (Rolling Radius) R_r เนื่องจากความสูงของพื้นที่เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างมีค่าน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับรัศมีการกลิ้ง (Rolling Radius) r ดังนั้นการสมดุลรอบจุดที่แรงกระทำกับพื้นถนน จะได้

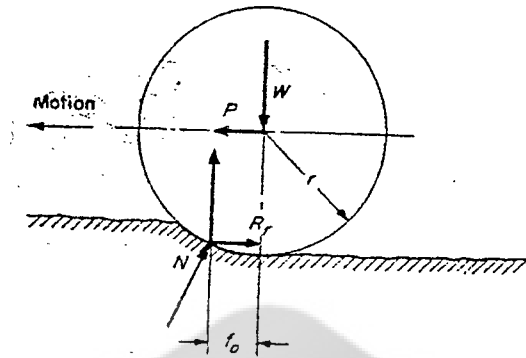
$$P = R_r = \frac{Wf_r}{r} \quad (2-4)$$

ในที่นี้ f_r คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการกลิ้ง (Rolling Friction) ค่าของมันจะหาได้จากธรรมชาติของวัสดุที่ประกอบเป็นหน้าสัมผัสกัน มิติของค่าสัมประสิทธิ์คือความยาวที่แสดงได้ด้วยระยะทางในแนวระดับที่สมมติขึ้นระหว่างจุดที่แรงปฏิกิริยากระทำกับแกนตั้งที่ผ่านจุดศูนย์กลางของล้อ (ดูรูปที่ 2.2) การวัด f_r ที่ละเอียดแม่นยำทำได้ยาก ดังนั้นโดยทั่วไปข้อมูลซึ่งเป็นที่ยอมรับจึงหาได้ยาก

ตารางที่ 2.1 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

ผิวหน้าสัมผัส	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน	
	สถิต, μ_o	จลน์, μ_s
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า (แห้ง)	0.6	0.4
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า (หล่อลื่น)	0.1	0.05
เทฟลอนกับเหล็กกล้า	0.4	0.4
ทองเหลืองกับเหล็กกล้า (แห้ง)	0.5	0.4
เหล็กกล้ากับแมกนีเซียม (แห้ง)	0.4	0.3
เหล็กกล้ากับแมกนีเซียม (หล่อลื่น)	0.1	0.07
ยางหรือหนังกับไม้หรือโลหะ(แห้ง)	0.4	0.3
ไม้เนื้อแข็งกับโลหะ(แห้ง)	0.6	0.4
ไม้เนื้อแข็งกับโลหะ(หล่อลื่น)	0.2	0.1
เชือกป่านกับโลหะ(แห้ง)	0.3	0.2
สายสลิงกับมู่เล่เหล็ก(แห้ง)	0.2	0.15
ล้อยางกับถนนเรียบ(แห้ง)	0.9	0.8
ผ้าเบรกแอสเบสตอสกับเหล็กหล่อ	0.4	0.3
โลหะกับน้ำแข็ง	---	0.02
เหล็กกล้ากับหินเจียรนัยเปียก	---	0.7
ฝักเบรกเหล็กหล่อกับล้อรถไฟเหล็กกล้า		
(16 กม/ชม)	0.3	
(48 กม/ชม)	0.2	
(96 กม/ชม)	0.05	
	สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกลิ้ง, f_o	
ล้อยางสุบลมกับถนนเรียบ	0.02	
ล้อเหล็กกล้ากับรางเหล็กกล้า	0.006	

ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในตารางที่ 2.1 แสดงค่าเฉลี่ยเท่านั้น ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แท้จริงสำหรับสภาวะที่กำหนดจะขึ้นอยู่กับธรรมชาติที่แท้จริงของผิวหน้าสัมผัส ในสภาพการจริง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอาจจะแปรผันไปได้ตั้งแต่ 25 - 100% ขึ้นอยู่กับความสะอาด, ความหยาบ, ความดัน, การหล่อลื่น และ ความเร็ว



รูปที่ 2.2 ล้อที่แข็งแกร่งกลิ้งไปบนพื้นที่ไม่ยืดหยุ่น (Plastic Ground) สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง f_o มีมิติเป็นความยาว

ตัวอย่าง 2.1 ล้อรถไฟซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.75 m ล้อหนึ่งรับภาระในแนวตั้ง $W = 20$ kN ถ้าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิตระหว่างล้อกับรางเป็น $\mu_o = 0.6$, สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถระหว่างล้อกับรางเป็น $\mu_s = 0.2$, และอัตราส่วนระหว่างสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกลิ้งกับรัศมี f_o / r ซึ่งเรียกว่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้งระหว่างล้อกับราง มีค่า 0.006 จงหา

1. แรงขับเคลื่อนสูงสุด
2. แรงบิดขับเคลื่อนสูงสุด
3. ความต้านทานการกลิ้งของล้อ

วิธีทำ	(1) แรงขับเคลื่อนสูงสุด	$P_{\max} = W\mu_o$ $= (20)(0.6) = 12 \text{ kN}$	ตอบ
	(2) แรงบิดขับเคลื่อนสูงสุด	$M_{\max} = r W \mu_o$ $= (0.75/2)(20)(0.6) = 4.5 \text{ kN.m}$	ตอบ
	(3) ความต้านทานการกลิ้ง	$R_f = W (f_o / r)$ $= (20)(0.006) = 120 \text{ N}$	ตอบ

ส่วนที่ 2 ล้อที่ยึดหยุด

2.5 ล้อที่ยึดหยุด

พฤติกรรมของล้อที่ยึดหยุด เช่น ล้อยาง จะไม่เป็นไปตามกฎทั่วไปของความฝืดและการกลิ้งที่เราพิจารณาแล้ว สำหรับล้อที่แข็งแรง ความแตกต่างกันที่สำคัญก็คือรูปแบบของผิวสัมผัสระหว่างล้อที่ยึดหยุดกับพื้นถนน สำหรับล้อที่แข็งแรงผิวสัมผัสในอุดมคติจะเป็นเส้น แต่สำหรับล้อยางจะกลายเป็นพื้นที่ขนาดใหญ่ ดูรูปที่ 2.3

2.6 ความต้านทานการกลิ้ง

การหาความต้านทานการกลิ้งสำหรับยานยนต์ที่ใช้ล้อยางจะแตกต่างออกไปจากล้อที่แข็งแรง เนื่องจากความยึดหยุดของล้อยาง สำหรับล้อที่ยึดหยุด สมการ (2-4) สามารถเขียนเป็น

$$R_r = Wf \quad (2-5)$$

เมื่อความต้านทานการกลิ้ง R_r เป็นฟังก์ชันอย่างง่ายของภาระในแนวรัศมี W กับสัมประสิทธิ์ f ที่ไม่มีมิติ ซึ่ง f เป็นฟังก์ชันที่ซับซ้อนของรัศมีการกลิ้งพอๆกับวัสดุและคุณสมบัติทางด้านความยึดหยุดระหว่างล้อกับพื้นถนนอีกด้วย

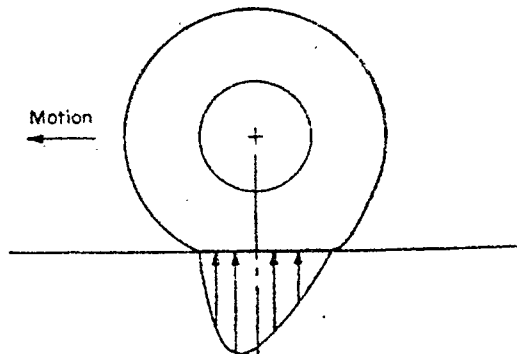
2.7 การลื่นไถลของล้อ

การทดสอบแสดงให้เห็นว่าความฝืดสถิตของล้อที่ยึดหยุดจะมีค่าถึงค่าสูงสุดตรงจุดที่เกิดการลื่นไถลบางส่วนขึ้นก่อน ไม่ใช่ที่สถานะซึ่งต้องการทางทฤษฎีของการกลิ้งอย่างแท้จริง (Pure Rolling) กำหนดสัญลักษณ์ s เป็นการลื่นไถล (Slip) ซึ่งหมายถึงอัตราส่วน(เป็นร้อยละ)ระหว่างความเร็วในการไถลกับการกลิ้ง คือ

$$s_b = \left(\frac{v - r\omega}{v} \right) 100 \quad (2-6)$$

สำหรับการห้ามล้อ (Braking Slip) และสำหรับกรณีที่เป็นการขับเคลื่อนการลื่นไถล (Driving Slip) จะเป็น

$$s_d = \left(\frac{r\omega - v}{r\omega} \right) 100 \quad (2-7)$$



รูปที่ 2.3 ล้อที่ยึดหยุด(ล้อยาง)กลิ้งไปบนพื้นถนนที่แข็งแรงการแผ่กระจายของความดันตรงหน้าสัมผัสระหว่างยางกับถนนจะไม่สมมาตร การยุบตัวของยางมีผลต่อการลื่นไถลของยาง

ตารางที่ 2.2 Driving Slip

เกียร์	s_d (%)
1	8.0
2	6.5
3	5.0
4	3.5
5	2.0

เมื่อ v คือความเร็วในการ Translation และ $r\omega$ คือความเร็วรอบของล้อ การสั่นไถลในกรณีนี้เป็นการขับเคลื่อน (s_d) ของเกียร์ต่างๆได้แสดงไว้ในตารางที่ 2.2

การสั่นไถลของล้อสามารถเกิดขึ้นได้ 2 ลักษณะ คือ

1. เมื่ील้อที่ถูกล้อคตตายถูกจุดลากไปบนพื้นถนน (เช่นในการห้ามล้อจนล้อคตตาย) ซึ่งความเร็วในการ Translation จะสูงกว่าความเร็วในการหมุน ($v > r\omega$) หรือ

2. เมื่ील้อหมุนไปโดยไม่มีการเคลื่อนที่แบบ Translation เกิดขึ้น (เช่นการเร่งจนล้อหมุนฟรีบนพื้นถนนลื่น) ซึ่ง $r\omega > v$

รัศมีการกลิ้งตามปกติมักจะสมมติว่าเป็นรัศมีของยาง ในขณะที่รับน้ำหนักตามแนวตั้งในสภาวะสถิตย์การประมาณเช่นนี้ให้การคำนวณที่มีความแม่นยำเพียงพอ แต่รัศมีการกลิ้งที่แท้จริงจะมีค่ามากกว่ารัศมีการกลิ้งสถิตย์เนื่องจากผลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง โดยเฉพาะอย่างยิ่งกับยางที่มีความดันลมยางต่ำเมื่อวิ่งด้วยความเร็วสูง

เมื่อยานยนต์เคลื่อนที่โดยมีการสั่นไถลความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเครื่องยนต์กับความเร็วของยานยนต์จะเป็น

$$v = 2\pi r n_d \eta_{sl} = \frac{2\pi r n_e \eta_{sl}}{\zeta} \quad (2-8)$$

เมื่อ η_{sl} คือตัวประกอบการสั่นไถลของยาง (Tire - Slip Factor) ซึ่งตามปกติจะมีค่าอยู่ระหว่าง 0.95-0.98, ζ คืออัตราทดรวมของระบบส่งกำลัง, n_e คือความเร็วรอบของเพลาข้อขับเคลื่อน และ n_e คือความเร็วรอบของเครื่องยนต์

ตัวอย่างที่ 2.2 รถยนต์คันหนึ่งห้ามล้อจนมีความเร็วลดลงเป็น 40 กม./ชม. ถ้าการกลิ้งของล้อเกิดการสั่นไถล $s_b = 5\%$ จงหาความเร็วรอบและความเร็วรอบของล้อ เมื่ील้อมีรัศมีการกลิ้ง 335 มม.

วิธีทำ จาก
$$s_b = \frac{v - r\omega}{v} \times 100 = \left(1 - \frac{r\omega}{v}\right)100$$

ความเร็ว $v = 40$ กม./ชม. = 11.11 m/s , ดังนั้น

$$5 = \left(1 - \frac{r\omega}{11.11}\right)100$$

จะได้ความเร็วรอบของล้อ

$$r\omega = (1-0.05)11.11 = 10.56 \text{ m/s} = 38 \text{ km/h}$$

ตอบ

และความเร็วรอบของล้อจะทำได้จาก

$$\omega = \frac{2\pi n_d}{60}$$

หรือ

$$n_d = \frac{60\omega}{2\pi} = \frac{60(10.56/0.335)}{2\pi} = 301 \text{ rpm}$$

ตอบ

ตัวอย่างที่ 2.3 รถยนต์คันหนึ่งแล่นด้วยเกียร์ 4 อัตราทด 1: 1 อัตราทดเพื่องท้าย 3.6: 1 และล้อมีรัศมีการกลิ้ง 335 mm. ถ้าเครื่องยนต์หมุนด้วยความเร็ว 2500 rpm จงหาความเร็วของรถยนต์คันนี้

วิธีทำ เมื่อใช้เกียร์ 4 ดังนั้น $s_c = 3.5\%$, ความเร็วรอบของล้อจะมีค่าเป็น

$$r\omega = \frac{2\pi n_e r}{60\zeta} = \frac{2\pi 2500(0.335)}{60(1 \times 3.6)} = 24.36 \text{ m/s}$$

จาก

$$s_d = \frac{r\omega - v}{r\omega} \times 100$$

$$0.035 = 1 - v/24.36$$

$$v = (1-0.035)24.36 = 23.51 \text{ m/s}$$

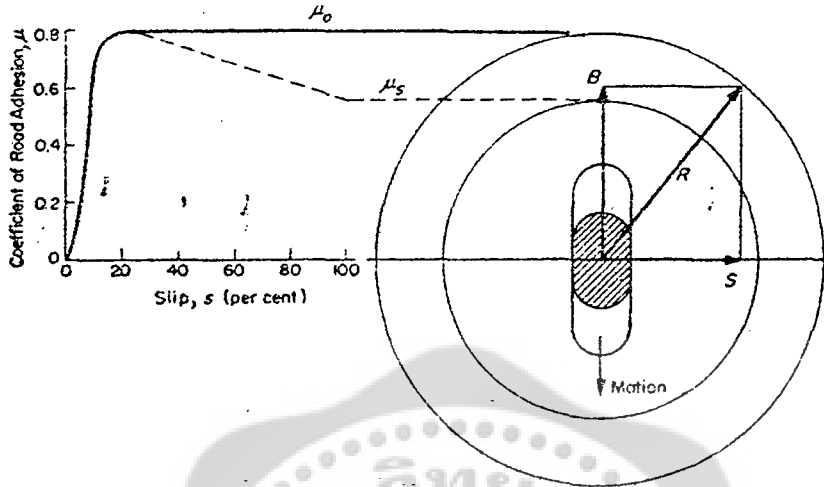
หรือ

$$V = 84.64 \text{ km/h}$$

ตอบ

2.8 การยุบตัวของยาง

จากการสังเกตการกลิ้งของล้อบนถนนที่แข็งแกร่ง แสดงให้เห็นว่าตรงหน้าสัมผัสระหว่างยางกับถนนจะต้องเกิดการยุบตัวของยางเกิดขึ้น เนื่องจากเส้น Chord ของพื้นที่ที่ยางสัมผัสกับพื้นสั้นกว่าส่วนโค้งของขอบยางเมื่อยังไม่ยุบตัว ดังแสดงในรูปที่ 2.3 การแผ่กระจายความดันจะเคลื่อนตัวไปในทิศทางของการเคลื่อนที่ และเนื้อของยางบริเวณที่สัมผัสกับพื้นถนนจะเกิดการหดตัวส่วนที่เกิดการหดตัวของหน้าสัมผัสของยางจะยึดตัวออกอีกครั้งหนึ่งหลังจากที่มันผ่านพื้นที่ผิวสัมผัสไปแล้วด้วยแรงยึดหยุ่นของตัวเอง ความจริงแล้วการยึดตัวนี้เป็นการลื่นไถล มีผลทำให้เกิดการหน่วงของความเร็วในการ Translation ต่อต้านความเร็วในการกลิ้ง และเรียกว่าเป็นการลื่นไถลจากการยุบตัว (Deformation Slip) ทุกๆแรงบิดที่ถ่ายทอดผ่านยางจะทำให้เกิดการลื่นไถล และในทำนองกลับกัน การลื่นไถลก็จะทำให้แรงบิดถ่ายทอดได้น้อยลง ซึ่งตรงกันข้ามกับพฤติกรรมของล้อที่แข็งแกร่ง ซึ่งแรงเสียดทานจะมีค่าสูงถึงแรงเสียดทานสถิตย์สูงสุดโดยไม่มี การลื่นไถล แรงที่ถ่ายทอดได้สูงสุดผ่านล้อยางจะเกิดขึ้นโดยมีการลื่นไถลอยู่ระหว่าง 10 - 20 % ตามข้อมูลจากการทดลอง 20 % คือขีดจำกัดการลื่นไถลจากการยุบตัว เพราะว่ามีค่าสูงถึงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_s ตรงจุดนี้ ถ้าการลื่นไถลมากไปกว่านี้จะมีผลให้เกิดสภาวะที่ไม่เสถียร (Unstable) โดยค่า μ จะตกลงอย่างรวดเร็วสู่ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถลเพียงอย่างเดียว (Pure Sliding) μ_k เพื่อเน้นไปสู่พฤติกรรมโดยเฉพาะของล้อที่ยืดหยุ่น สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสำหรับล้อยางจึงเหมาะสมกว่าที่จะเรียกว่าเป็นสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (Coefficient of Road Adhesion)



รูปที่ 2.4 สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนเป็นฟังก์ชันของการลื่นไถลของยางค่าออร์ดิเนตสูงสุดเป็นสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิต μ_0 เกิดขึ้นโดยมีการลื่นไถลอยู่ระหว่าง 10 - 20 % ค่าที่สูงกว่านี้จะมีผลให้อยู่ในสภาวะที่ไม่เสถียร โดยพฤติกรรมของยางจะเปลี่ยนแปลงไปสู่การลื่นไถลเพียงอย่างเดียวและเป็นค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_s ภาพของส่วนที่ยางยุบตัวสัมผัสกับถนนแสดงแรงลัพธ์ R ของแรงห้ามล้อ B กับแรงทางด้านข้าง S วงกลมแสดงถึงแรงที่ถ่ายทอดได้ด้วยการกลิ้งกับการไถล และเป็นสัดส่วนทางเส้นผ่านศูนย์กลางกับ μ_0 และ μ_s แรงลัพธ์ R จะต้องไม่เกิน $W\mu_0$ ถ้าจะยังคงเกิดการกลิ้งอีกต่อไป

2.9 แรงเสียดทานลัพธ์

กลศาสตร์ของแรงเสียดทานที่กระทำต่อล้อสามารถแสดงได้ด้วยตัวอย่างต่อไปนี้ ด้านขวามือของรูปที่ 2.4 เป็นภาพที่มองจากด้านบนของยาง ซึ่งถ่ายทอดแรงห้ามล้อ (Braking Force) B ในทิศทางตรงกันข้ามกับทิศทางของการกลิ้ง และแรงทางด้านข้าง (Side Force) S ในทิศทางตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้งตัวอย่างของสภาวะเช่นนี้อาจจะเกิดขึ้นกับยานยนต์ที่ถูกห้ามล้อในขณะที่อยู่ในทางโค้ง ขีดจำกัดของแรงเสียดทานเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าของ μ ที่เกิดขึ้นและแสดงด้วยวงกลมวงหนึ่งเพื่อแสดงให้เห็นว่ายางไม่ได้มีผลเกี่ยวกับทิศทางของแรงเสียดทานที่มันจะถ่ายทอดเข้ามาเกี่ยวข้องกับขนาดของรัศมีของวงกลมวงนอกที่แท้จริงคือ $\mu_0 W$ และขนาดของรัศมีของวงกลมวงในที่แท้จริงคือ $\mu_s W$

แรง B และแรง S รวมกันเป็นเวกเตอร์ลัพธ์ R ตราบเท่าที่ R ยังคงอยู่ภายในวงกลม $W\mu_0$ ก็จะสามารถเกิดการกลิ้งขึ้น แต่ไม่ว่า B หรือ S ก็ได้ที่เพิ่มขึ้นจนถึงจุดที่ R ไม่สามารถบรรจุอยู่ภายในวงกลมของ $W\mu_0$ ความฝืดจะลดลงอย่างรวดเร็วจนถึงค่า μ_s และล้อจะเริ่มตันที่จะไถล แรงทางด้านข้าง S ซึ่งจะไม่สามารถคงอยู่ได้จะหายไปหมด B จะสูญเสียทิศทางการกลิ้งที่มีมาแต่เดิมและจะต้านทานเฉพาะกับการเคลื่อนที่ในชั่วขณะนั้น เท่านั้น

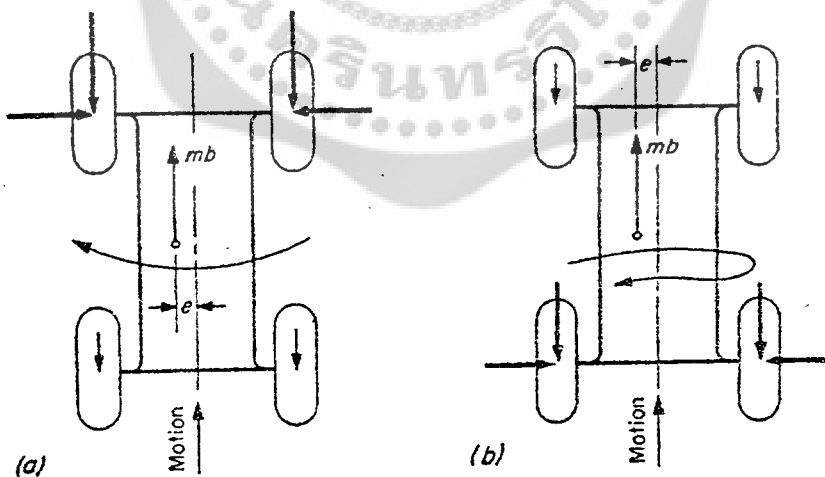
การพิจารณาเหล่านี้มีความสำคัญในการห้ามล้อของยานยนต์ ล้อที่ถูกล้อคตายจะเกิดขึ้นเนื่องจากการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_s ที่มีค่าต่ำกว่า μ และสูญเสียความต้านทานการกลิ้งอย่างสมบูรณ์ในการเบรคหน่วง ยิ่งไปกว่านั้นสิ่งที่สำคัญกว่าก็คือล้อที่ล้อคตายจะสูญเสียความสามารถในการซึมซับ (Absorb) แรงผลัดกันทางด้านข้าง และไม่มีเสถียรภาพในการควบคุมทิศทาง

2.10 เสถียรภาพในการห้ามล้อ

แรงผลัดกันทางด้านข้างอาจจะเกิดขึ้นจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง, การเอียงของถนน, การกระจายน้ำหนักที่ไม่สมมาตรในยานยนต์หรือเกิดขึ้นจากแรงห้ามล้อที่กระจายไม่เท่ากันทุกล้อ สำหรับยานยนต์ที่มีการห้ามล้อทั้งสี่ล้อ ถ้าล้อบนเพลลาอันหนึ่งถูกล้อค ดูรูปที่ 2.5 ล้อเหล่านี้จะสูญเสียความสามารถในการซึมซับแรงผลัดกันทางด้านข้าง และแรงปฏิกิริยาทั้งหมดจะถูกปรับโดยล้อของเพลลาอื่น อาการเช่นนี้มีผลให้เกิดสภาวะที่ไม่มีเสถียรภาพ ดังต่อไปนี้

1. สำหรับยานยนต์ที่ล้อหลังถูกล้อค รูปที่ 2.5 a แรงเฉื่อย (Inertia Force) mb ของยานยนต์ที่กำลังเคลื่อนที่ กระทำดั่งเป็นแรงผลัดต่อล้อหน้า การกระจายน้ำหนักที่ไม่สมมาตรจะก่อให้เกิดโมเมนต์หมุนที่เพิ่มมากขึ้นได้ด้วยตนเอง (Self-Increasing Turning Moment) รอบจุดศูนย์กลางของเพลลาล้อหน้า เพราะฉะนั้นสภาวะของการล้อคล้อหลังสามารถหลีกเลี่ยงได้โดยการทำให้การกระจายแรงห้ามล้อเป็นไปอย่างถูกต้อง

2. ถ้าล้อหน้าถูกล้อค ดูรูปที่ 2.5 b โมเมนต์หมุนรอบจุดศูนย์กลางของเพลลาหลังจะเกิดขึ้น สิ่งนี้เป็นผลให้เกิดเสถียรภาพด้วยตนเอง (Self-Stabilizing Effect) เพราะว่าแรงเฉื่อยกระทำเป็นแรงศูนย์กลาง



รูปที่ 2.5 เสถียรภาพในการควบคุมทิศทางของยานยนต์ซึ่งห้ามล้อทั้งสี่ล้อ ในรูป a ล้อหลังถูกล้อค ส่งผลให้แรงปฏิกิริยาทางด้านข้างที่ล้อหลังสูญหายไป แรงเฉื่อยของยานยนต์กระทำเป็นแรงผลัด และการกระจายน้ำหนักที่ไม่สมมาตร (ระยะ e) ทำให้เกิดโมเมนต์หมุนที่เพิ่มขึ้นได้ด้วยตนเองหรือโมเมนต์ล้อไถล (Skidding Moment) ในรูป b ล้อหน้าถูกล้อค แรงเฉื่อยกระทำเป็นแรงศูนย์กลาง ทำให้กลับคืนสู่สภาวะที่มีเสถียรภาพด้วยตนเอง

2.11 สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

ตารางที่ 2.3 แสดงค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน การวัดสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนนั้นทำได้ยาก และจะเห็นได้ว่ามีค่าแปรเปลี่ยนมาก เนื่องจากมีตัวแปรที่ยากต่อการควบคุมและกำหนดมาก แต่ถึงกระนั้นก็ตาม การวิเคราะห์ทางทฤษฎีของกระบวนการทางกายภาพที่เกี่ยวข้องจะนำไปสู่การเข้าใจปัญหาทั่วไปของการขับเคลื่อนยานยนต์ได้ดีกว่า

ตารางที่ 2.3 ค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

พื้นผิว	μ_s	μ_r
แอสฟัลท์หรือคอนกรีต (แห้ง)	0.8 - 0.9	0.75
คอนกรีต (เปียก)	0.8	0.7
แอสฟัลท์ (เปียก)	0.5 - 0.7	0.45 - 0.6
กรวด	0.6	0.55
ถนนดิน (แห้ง)	0.68	0.65
(เปียก)	0.55	0.4 - 0.5
หิมะ (อัดแน่น)	0.2	0.15
น้ำแข็งหรือน้ำปนหิมะ	0.1	0.07

ต่อไปนี้เป็นปัจจัยต่างๆที่สำคัญซึ่งมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

2.11.1 วัสดุที่ประกอบเป็นหน้าสัมผัส ถนนแอสฟัลท์, คอนกรีต และหิน เป็นผิวจราจรตามปกติสำหรับยานยนต์บนทางหลวง และค่าของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) ของหน้าสัมผัสภายใต้สภาวะที่แห้งจะคล้ายกันมาก แต่สำหรับยานยนต์ที่ไม่ได้วิ่งบนทางหลวง (Off-The-Road) จะทำงานบนพื้นผิวตั้งแต่ผิวดิน จนถึงดินโคลนและหิมะ ซึ่งมีสภาพที่แตกต่างกันออกไปและยากที่จะระบุโครงสร้างของวัสดุเหล่านี้ได้ ค่าที่ให้ไว้เป็นค่าเฉลี่ยโดยประมาณเท่านั้น

2.11.2 สภาวะของหน้าสัมผัส สถานะของหน้าสัมผัสที่เปลี่ยนซึ่งตามปกติเกิดจากฝนตก เป็นปัจจัยหลักที่จะต้องนำมาพิจารณา ค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) แปรผันอย่างกว้างมากสำหรับทางหลวงที่เปียก อธิบายได้ด้วยแนวโน้มของวัสดุบางอย่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งผิวจราจรที่เป็นหินและแอสฟัลท์บางชนิดที่เกิดขึ้นเมื่อถนนเปียกเพียงเล็กน้อย ทำให้เกิดชั้นของฝุ่นละอองหรือโคลนและน้ำมันที่กระจายอยู่บนผิวถนน ชั้นของวัสดุเหล่านี้ตามปกติจะถูกชะล้างออกไปหลังฝนตกหนัก และถนนในสภาวะใหม่หลังจากถูกชะล้างจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) มีค่าเข้าสู่ค่าของผิวสัมผัสแห้งอีกครั้งหนึ่ง

2.11.3 การออกแบบยาง ความยืดหยุ่นของยางส่วนใหญ่มีผลมาจากความดันของลมยางและรูปแบบของดอกยางซึ่งเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญมาก อิทธิพลของคุณลักษณะของยางเหล่านี้ที่มีผลต่อการขับเคลื่อนนั้นซับซ้อนและคำตอบที่เป็นที่ยอมรับกันโดยทั่วไปนั้นหาได้ยาก แต่แนวโน้มที่แน่นอนก็มีเหมือนกัน ผิวหน้ายางที่เป็นดอกละเอียด

จะให้แรงขับเคลื่อนที่ดีกับพื้นผิวที่แข็ง เรียบ เช่น แอสฟัลท์ ในขณะที่ยางหน้ากว้าง ดอกเฉียง ร่องลึก จะให้สมรรถนะที่ดีกว่าสำหรับดินอ่อน ลึก (หิมะ และ โคลน) ความแตกต่างของสมรรถนะในการขับเคลื่อนระหว่างผลิตภัณฑ์ที่มีการแข่งขันกันอยู่ในตลาดแม้ว่าจะมีการกล่าวอ้างบอกไว้ค่อนข้างละเอียดก็ตาม แต่ไม่มีข้อมูลทางเทคนิคสำหรับการเปรียบเทียบในทางปฏิบัติ สิ่งที่สำคัญมากก็คือความจริงที่ว่าแรงขับเคลื่อนนั้นตามปกติจะเพิ่มขึ้นได้โดยมีผลทำให้ความต้านทานการกลิ้งเพิ่มมากขึ้นด้วยและมีผลทำให้คุณสมบัตินี้ในการต้านทานการสึกของยางด้อยลงไป วิธีในทางปฏิบัติก็คือการประนีประนอมระหว่างความต้องการที่เข้ากันไม่ได้เหล่านี้

2.11.4 ความเร็วในการขับ เมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น ค่าของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) จะลดลง แต่ไม่มีข้อมูลเป็นค่าตัวเลขที่แน่นอน เนื่องจากการวัดภายใต้ความเร็วสูง และอิทธิพลที่รบกวนจากการสั่นสะเทือนของยาง, แรงกระแทกของถนน และแรงลอยตัว นั้นทำได้ยาก

2.11.5 การสิ้นเปลืองของยาง จากฟังก์ชันของ สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) ที่เปรียบเทียบกับ การสิ้นเปลืองรูปที่ 2.4 ตามปกติจะให้ค่าที่แสดงออกมา 2 ค่า คือ ค่าความผิดสูงสุด μ_0 และค่าจากการสิ้นเปลืองเพียงอย่างเดียว μ_c

2.12 การเลือกค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน

มีปัจจัยมากมายที่มีอิทธิพลต่อแรงเสียดทานและเป็นไปไม่ได้ที่จะทำให้เป็นค่ามาตรฐานโดยมีความแม่นยำเพียงพอ ทำให้มีเฉพาะค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) สำหรับสภาวะที่เป็นตัวแทนเท่านั้นที่สามารถนำมาพิจารณา คุณสมบัติและสภาวะของพื้นผิวเป็นตัวแปรที่สำคัญ ในขณะที่อิทธิพลของความเร็วและการออกแบบยางมักจะไม่นำมาพิจารณา

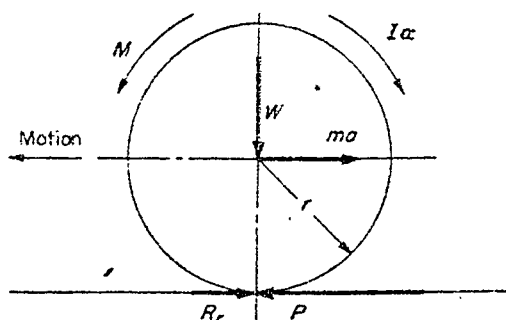
การเลือกค่าของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน (μ) สำหรับคำนวณหาแรงห้ามล้อหรือแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้ควรทำโดยมีการเผื่อที่พอเพียงสำหรับแรงทางด้านข้างที่ไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ เพราะยางจะต้องถ่ายทอดเวดเตอร์ลัพธ์ของทั้งแรงขับเคลื่อนและแรงทางด้านข้าง เพื่อความปลอดภัยจึงใช้ค่าของความผิด μ_0 แทนที่จะใช้ค่า μ_c ซึ่งมีค่าสูงกว่า

เนื่องจากยานยนต์จะทำงานบนพื้นถนนหลากหลายรูปแบบ เพื่อความสะดวกจึงใช้เฉพาะค่าพื้นผิวทั่วไป (ทำงานบนทางหลวง หรือ ทำงานบนพื้นผิวที่ไม่ใช่ถนน) เท่านั้นที่นำมาใช้ ค่าที่ยอมรับของ μ_c สำหรับยานยนต์บนทางหลวงคืออยู่ระหว่าง 0.6 - 0.7

สำหรับการตรวจสอบความแข็งแรงของชิ้นส่วนในระบบส่งกำลังและระบบห้ามล้อ จะต้องเป็นไปในทางตรงกันข้ามคือจะต้องใช้ค่า μ_c ที่มีค่าสูงที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ทางปฏิบัติค่าที่เลือกใช้กันบ่อยคือ $\mu_0 = 1.0$

2.13 พลศาสตร์ของการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง

ถ้าแรงบิด M ซึ่งมีการแปรเปลี่ยนค่าได้ กระทำต่อล้อซึ่งมีภาระ W กระทำและโมเมนต์ความเฉื่อยพิทักดิงซ์ (Polar Moment of Inertia) ของล้อเป็น I (ดูรูปที่ 2.6) การเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้นจะมีคุณลักษณะตามที่กล่าวต่อไปนี้



รูปที่ 2.6 พลศาสตร์ของการเคลื่อนที่แบบการกลิ้ง

2.13.1 การเคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่ง สำหรับการคำนวณหาแรงขับเคลื่อนที่ต้องใช้ในการเร่งให้ล้อหมุนเร็วขึ้นสามารถใช้ทฤษฎีของพลังงานที่ว่า การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของวัตถุที่กำลังเคลื่อนที่มีค่าเท่ากับงานที่เกิดขึ้นจากแรงที่กระทำต่อวัตถุในทิศทางการเคลื่อนที่ ความสัมพันธ์คือ

$$dE = (P - R_r) ds \quad (2-9)$$

เมื่อ dE คือการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และ ds คือระยะทางอนุพันธ์ พลังงานจลน์ของล้อที่เคลื่อนที่ประกอบด้วยองค์ประกอบในเชิง Translation และการหมุน หรือ

$$E = \frac{mv^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2} \quad (2-10)$$

ดังนั้นหลังจากทำการหาอนุพันธ์ จะได้

$$dE = m v dv + I \omega d\omega \quad (2-11)$$

แทนค่าผลลัพธ์นี้ลงในสมการ (2-9) และจัดรูปใหม่โดยใช้ความสัมพันธ์ $v = \omega r$, และ $dv = r d\omega$ จะได้

$$dE = m v dv + I \left(\frac{v}{r}\right) \left(\frac{dv}{r}\right)$$

$$v dv \left(m + \frac{I}{r^2}\right) = (P - R_r) ds \quad (2-12)$$

เนื่องจาก $v = ds / dt$ และ $a = dv / dt$, เมื่อหารสมการ (2-12) ด้วย dt จะได้

$$\frac{v dv}{dt} \left(m + \frac{I}{r^2}\right) = (P - R_r) \frac{ds}{dt}$$

$$a \left(m + \frac{I}{r^2}\right) = P - R_r$$

แรงขับเคลื่อนที่ต้องใช้ในการทำให้เกิดอัตราเร่งคือ

$$P = \frac{M}{r} = a \left(\frac{W}{g} + \frac{I}{r^2}\right) + R_r \quad (2-13)$$

หลังจากแทนสมการ (2-3) และ (2-5) ลงในสมการ (2-13) จะเห็นได้ว่าอัตราเร่งสูงสุดที่ยังคงทำให้ล้อเกิดการกลิ้ง คือ

$$a_{\max} = \frac{W(\mu_o - f)}{(W/g) + (I/r^2)} = \frac{g(\mu_o - f)}{1 + (k/r)^2} \quad (2-14)$$

สมภาวะขีดจำกัดสำหรับกรณีนี้คือ

$$P = W\mu_o = P_{\max} \quad (2-15)$$

2.13.2 การเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ ในกรณีนี้แรงขับเคลื่อนจะสมดุลกับความต้านทานการกลิ้งเท่านั้น คือ

$$P = \frac{M}{r} = Wf \quad (2-16)$$

2.13.3 ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่ถ่ายทอดได้ ถ้าแรงขับเคลื่อนเพิ่มค่ามากขึ้นจนกระทั่งสูงกว่าขีดจำกัดที่กำหนดไว้ด้วยความผิดพลาด จะส่งผลให้เกิดการเคลื่อนที่แบบลื่นไถลของล้อ ความผิดพลาดจะกลายเป็นแรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่แท้จริง หรือ

$$P = W\mu_s \quad (2-17)$$

2.13.4 การห้ามล้อ ถ้าโมเมนต์หน่วงหรือโมเมนต์ห้ามล้อกระทำกับล้อที่เกิดการกลิ้งไป มันจะมีผลช่วยเสริมความต้านทานการเคลื่อนที่ แรงห้ามล้อสูงสุดที่ถ่ายทอดได้ คือ

$$B_{\max} \leq W(\mu_o + f) \quad (2-18)$$

ถ้าเกินขีดจำกัดของความผิดพลาด ล้อจะเริ่มไถล ความต้านทานการกลิ้งซึ่งเป็นแรงหน่วงจะหายไป และแรงห้ามล้อสูงสุดจะกลายเป็น

$$B = W\mu_s \quad (2-19)$$

ตัวอย่าง 1.4 ล้อรถยนต์คันหนึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.6 m. มีรัศมีการแกว่งพิกัดเชิงขั้ว $k = 0$. m. รับภาระในแนวตั้ง 3750 N ถ้าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนสถิตระหว่างล้อยางกับถนนเป็น $\mu_o = 0.9$, สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนไถลระหว่างล้อยางกับถนนเป็น $\mu_s = 0.7$ และสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง $f = 0.02$ จงหา

1. ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่สามารถถ่ายทอดได้
2. ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนเมื่อเกิดการลื่นไถล
3. อัตราเร่งสูงสุดที่ล้อยังคงเกิดการกลิ้ง
4. แรงขับเคลื่อนที่อัตราเร่งตามข้อ 3
5. แรงขับเคลื่อนด้วยความเร็วคงที่
6. แรงห้ามล้อสูงสุดที่ถ่ายทอดได้
7. ขีดจำกัดของแรงห้ามล้อสูงสุดเมื่อเกิดการลื่นไถล
8. แรงบิดสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้

วิธีทำ 1 ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่สามารถถ่ายทอดได้

$$P_{\max} = W\mu_o = 3750 \times 0.9 = 3375 \text{ N}$$

ตอบ

2. ซีตจำกัดของแรงขับเคลื่อนเมื่อเกิดการลื่นไถล

$$P = W \mu_s = 3750 \times 0.7 = 2625 \text{ N}$$

ตอบ

3. อัตราเร่งสูงสุดที่ล้อยังคงเกิดการกลิ้ง

$$a_{\max} = \frac{g(\mu_o - f)}{1 + (k/r)^2} = \frac{9.81(0.9 - 0.02)}{1 + (0.6/0.3)^2}$$

$$= 1.727 \text{ m/s}^2$$

ตอบ

4. แรงขับเคลื่อนที่อัตราเร่งตามข้อ 3.

$$P = a \left(\frac{W}{g} + \frac{I}{r^2} \right) + R_r$$

$$= 1.727 \left[\frac{3750}{9.81} + \frac{(3750/9.81)0.6^2}{0.3^2} \right] + 3750 \times 0.02$$

$$= 3375 \text{ N}$$

ตอบ

มีค่าเท่ากับ P_{\max}

5. แรงขับเคลื่อนด้วยความเร็วคงที่

$$P = W f = 3750 \times 0.02 = 75 \text{ N}$$

ตอบ

6. แรงห้ามล้อสูงสุดที่ถ่ายทอดได้

$$B_{\max} \leq W(\mu_o + f) = 3750(0.9 + 0.02) = 3450 \text{ N}$$

ตอบ

7. ซีตจำกัดของแรงห้ามล้อสูงสุดเมื่อเกิดการลื่นไถล

$$B = W \mu_s = 3750 \times 0.7 = 2625 \text{ N}$$

ตอบ

8. แรงบิดสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้

$$M_{c,\max} = P_{\max} r = 3375 \times 0.3 = 1012.5 \text{ N.m}$$

ตอบ

เอกสารอ้างอิง

1. Gillespie , Thomas D. **Fundamentals of vehicle Dynamics** , Society of Automotive Engineers , Warrendale, 1962.
2. Meriam , J. L. , **Mechanics Part I : Statics** 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1959.
3. Meriam , J. L, and Kraige , L.G. **Engineering Mechanics Volume 1 : Statics**,4th Ed., John wiley & Sons , New York, 1997.
4. Reimpell, J. And Stoll, H. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1996.
5. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Bastow , Danold and Howard , Geoffrey “Chapter 7 The Wheel and Tyre” **Car Suspension and Handling** 3rd Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1993.
2. Ellis, J.R. “Chapter 1 The Pneumatic Tyre “ **Vehicle Handling Dynamics**, Mechanical Engineering Publications, London, 1994.
3. Milliken , William F. and Milliken Douglas L. “Chapter 2 Tire Behavior and Chapter 14 Tire Data Treatment” **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
- 4 Steeds, W. “Chapter 8 Some Properties of Pneumatic Tyres” **Mechanics of Road Vehicles**, Iliffe & Sons, London, 1960.
5. Wong , J.Y. “Chapter 1. Mechanics of Pneumatic Tires” **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

แบบฝึกหัด บทที่ 2

- รถตุลีนค้ำของรถไฟตู้หนึ่งมีมวลตัวเปล่า 6000 kg บรรทุกตุลีนค้ำสุทธิ 10 000 kg มีล้อทั้งหมด 8 ล้อ รับประทานเท่ากันทุกล้อ โดยล้อมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 750 mm. ถ้าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิตระหว่างล้อกับรางเป็น $\mu_o = 0.6$, สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถระหว่างล้อกับรางเป็น $\mu_s = 0.4$ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานกลิ้ง $f_o = 2.25$ mm. จงหาความต้านทานการกลิ้งของล้อแต่ละล้อและแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ล้อแต่ละล้อสามารถถ่ายทอดไปได้ [ตอบ $R_f = 117.7$ N, $P_{max} = 11.77$ kW]
- ถารถตุลีนค้ำในข้อที่ 1 วิ่งด้วยความเร็วคงที่ 30 km/h จงหากำลังที่ใช้ในการลากจูงตุลีนค้ำนี้ และความเร็วรอบของล้อขับ [ตอบ $N = 7848$ W, $n_d = 212.2$ rpm]
- รถยนต์คันหนึ่งแล่นด้วยความเร็ว 80 km/h โดยเครื่องยนต์หมุนด้วยความเร็วรอบ 2200 rpm ในเกียร์ 4 ซึ่งมีอัตราทด 1:1 ถัารถยนต์คันนี้มีชุดเฟืองท้ายอัตราทด 3.75:1 และรัศมีการกลิ้งของล้อเป็น 380 mm. จงหาการสิ้นไถลของล้อ [ตอบ $s_d = 4.8$ %]
- รถยนต์คันหนึ่งแล่นด้วยเกียร์ 5 อัตราทด 0.8:1 อัตราทดชุดเฟืองท้าย 3.75:1 และล้อมีรัศมีการกลิ้ง 350 mm. ถัาเครื่องยนต์หมุนด้วยความเร็วรอบ 3000 rpm จงหาความเร็วของรถยนต์คันนี้ [ตอบ $V = 129.3$ km/h]
- รถยนต์คันหนึ่งห้ามล้อจนมีความเร็วเป็น 30 km/h ถัาล้อหมุนด้วยความเร็วรอบ 220 rpm และล้อมีรัศมีการกลิ้ง 0.350 m จงหาการสิ้นไถลของล้อ [ตอบ $s_b = 3.235$ %]
- รถยนต์ซึ่งมีมวล 1200 kg คันหนึ่งใช้ล้อซึ่งมีรัศมีการกลิ้ง 380 mm จุดศูนย์กลางของรถยนต์อยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง $L_f = 0.45L$ เมื่อ L_f คือระยะฐานล้อ (wheel base) ของรถยนต์คันนี้ ถัารถยนต์คันนี้ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง วิ่งบนถนนคอนกรีตแห้ง จงหา
 - ความต้านทานการกลิ้งที่ล้อหน้าและล้อหลังแต่ละล้อ [ตอบ $R_{f1} = 64.75$ N, $R_{f2} = 52.97$ N]
 - แรงขับเคลื่อนสูงสุด [ตอบ 2119 N]
 - แรงบิดสูงสุดที่ล้อสามารถถ่ายทอดไปสู่พื้นถนน [ตอบ $M_{d,max} = 805.2$ N.m]
- รถยนต์ซึ่งมีมวล 1500 kg คันหนึ่งใช้ยางที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 720 mm. จุดศูนย์กลางของรถยนต์คันนี้อยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง $L_f = 0.55L$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ ถัารถยนต์คันนี้ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าและเลี้ยวด้วยล้อหน้า แล่นอยู่บนพื้นถนนแอสฟัลท์เปียก
 - ความต้านทานการกลิ้งของล้อแต่ละล้อ [ตอบ $R_{f1} = 66.26$ N, $R_{f2} = 80.93$ N]

2. แรงขับเคลื่อนสูงสุด (ตอบ $P_{\max} = 1656 \text{ N}$)
3. แรงบิดสูงสุดที่ล้อสามารถถ่ายทอดไปสู่พื้นถนน (ตอบ $M_{d,\max} = 596 \text{ N.m}$)

8. รถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังคันหนึ่งมีมวล 1500 kg ใช้ล้อซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 760 mm จุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้อยู่ด้านหน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะทาง $0.45L$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อของรถยนต์คันนี้ ถ้าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนสำหรับถนนคอนกรีตเป็น $\mu_o = 0.8$ และ $\mu_s = 0.7$ และสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง $f = 0.02$ รัศมีการแกว่งของล้อ $k = 400 \text{ mm}$ จงหา

1. อัตราเร่งสูงสุดที่ล้อยังคงเกิดการกลิ้ง (ตอบ 3.63 m/s^2)
2. แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่อัตราเร่งสูงสุดของล้อขับแต่ละล้อ (ตอบ $P = 3237 \text{ N}$)
3. แรงขับเคลื่อนด้วยความเร็วคงที่ของล้อขับแต่ละล้อ (ตอบ $P = 147.2 \text{ N}$)
4. ซีดจำกัดของแรงขับเคลื่อนที่สามารถถ่ายทอดไปได้ที่แท้จริงของล้อขับแต่ละล้อ (ตอบ $P_{\max} = 2833 \text{ N}$)

9. จากโจทย์ข้อ 8 จงหา

1. ความต้านทานการกลิ้งที่ล้อหน้าและล้อหลังแต่ละล้อ (ตอบ $R_{f1} = 66.22 \text{ N}$, $R_{f2} = 80.93 \text{ N}$)
2. แรงห้ามล้อสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดได้ที่ล้อหน้าและล้อหลังแต่ละล้อ (ตอบ $B_{f1,\max} = 2715 \text{ N}$, $B_{f2,\max} = 3318 \text{ N}$)
3. ซีดจำกัดของแรงห้ามล้อที่แท้จริงที่ล้อหน้าและล้อหลัง (ตอบ $B_f = 2318 \text{ N}$, $B_r = 2833 \text{ N}$)

10. จากโจทย์ข้อ 8 จงหา

1. กำลังที่ล้อขับแต่ละล้อ ในขณะที่รถยนต์แล่นด้วยความเร็ว 30 km/h โดยมีอัตราเร่งสูงสุด (ตอบ $N = 26304 \text{ N}$)
2. กำลังที่ล้อขับแต่ละล้อในขณะที่รถยนต์แล่นด้วยความเร็วคงที่ 30 km/h (ตอบ $N = 1226 \text{ N}$)

แผนการสอน

บทที่ 3 การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว

ความคิดหลัก

ยานยนต์จำเป็นต้องเคลื่อนที่โดยมีการเลี้ยวเพื่อเปลี่ยนแปลงทิศทางเคลื่อนที่ ซึ่งพฤติกรรมของยานยนต์ในขณะเลี้ยวจะถูกควบคุมด้วยความสามารถในการรับแรงทางด้านข้างของยาง เมื่อได้ศึกษาพฤติกรรมของล้อภายในบทที่ 2 ผ่านมาแล้วจึงควรจะศึกษาพฤติกรรมของล้อต่อเนื่องเป็นลำดับไป

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์พฤติกรรมของล้อภายในขณะเลี้ยว เข้าใจถึงแรงและเสถียรภาพในการเลี้ยวคุณลักษณะที่แตกต่างกันระหว่างล้อที่แข็งแรงกับล้อที่ยืดหยุ่น รวมถึงปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการเลี้ยวของล้อ เมื่อบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. อธิบายพฤติกรรมของล้อภายในขณะเลี้ยว และปัจจัยที่มีผลต่อการเลี้ยวได้
2. วิเคราะห์คำนวณหาแรงเลี้ยว แรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม แรงหมุนเลี้ยว และแรงในก้านต่อระบบบังคับเลี้ยวได้
3. ออกแบบระบบบังคับเลี้ยวธรรมดาและพวงมาลัยเพาเวอร์ได้

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศีรษะ
3. ชุดสาธิตส่วนประกอบของแชสซิส
4. ชุดสาธิตระบบพวงมาลัยเพาเวอร์

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 3 การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว

3.1 นำบท

ส่วนที่ 1 พฤติกรรมของล้อภายในขณะเลี้ยว

3.2 แรงเลี้ยว

3.3 ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อแรงเลี้ยว

3.4 แรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม

ส่วนที่ 2 การควบคุมทิศทาง

3.5 มุมเอียงที่ล้อทำกับพื้นถนน

3.6 การหมุนเลี้ยวยาวนานขึ้นอยู่กับที่

ส่วนที่ 3 แรงหมุนเลี้ยว

3.7 ระบบบังคับเลี้ยว

3.8 แรงในก้านต่อ

3.9 พวงมาลัยเพาเวอร์

ส่วนที่ 4 เสถียรภาพในการเลี้ยว

3.10 แรง และเสถียรภาพ

3.11 การเลี้ยวด้วยมุมลื่นไถล

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

บทที่ 3

การเลี้ยว การควบคุมทิศทาง และเสถียรภาพในการเลี้ยว

3.1 นำบท

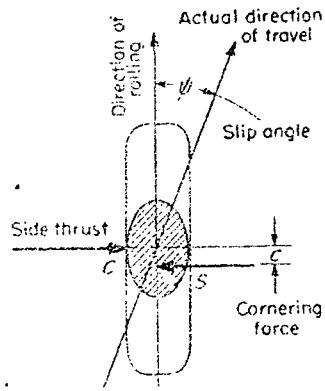
เสถียรภาพในการควบคุมทิศทางของยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเองแสดงถึงความสามารถของยานในการรับแรงทางด้านข้างที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง แรงปะทะของลมที่กระทำทางด้านข้างของยานยนต์ และการเอียงของถนน การวิจัยทางด้านกลศาสตร์การเลี้ยวของยานยนต์นั้นค่อนข้างใหม่และพัฒนาการขั้นสูงยังคงอยู่ในระดับของการวิจัยอยู่ เนื่องจากความซับซ้อนของปัญหานี้ ทำให้การวิเคราะห์ในที่นี้ทำได้เพียงแค่หลักการพื้นฐานเท่านั้น

ส่วนที่ 1 พฤติกรรมของยางในขณะเลี้ยว

ล้อที่แข็งแรงจะให้เสถียรภาพที่เพียงพอสำหรับยานยนต์ความเร็วต่ำที่เลี้ยวด้วยแรงภายนอก เช่นแรงลากจูงของล้อที่กระทำกับรถม้า แต่ยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยตนเองซึ่งเลี้ยวด้วยแรงจากภายในตัวมันเอง และรักษาเสถียรภาพในการควบคุมทิศทางที่ความเร็วสูง จะใช้ความสามารถของยางในการต้านทานแรงผลักดันทางด้านข้าง ซึ่งมีค่าสูงกว่าในกรณีของรถม้ามาก

3.2 แรงเลี้ยว

การเคลื่อนที่แบบการกลิ้งของล้อ จะเห็นได้ว่าเป็นไปได้เฉพาะในระนาบตามแนวแกนตามความยาวของยานยนต์เท่านั้น ถ้าทิศทางการเคลื่อนที่ของล้อถูกบังคับให้เปลี่ยนไปจากทิศทางเดิมด้วยการกระทำของแรงทางด้านข้างจากภายนอก ล้อจะต้านทานด้วยแรงปฏิกิริยาเสียดทาน หรือแรงเลี้ยว (Cornering Force) ดูรูปที่ 3.1 ตำแหน่งที่แรงเลี้ยวเกิดขึ้นคือบริเวณพื้นที่ซึ่งสัมผัสกับถนน ซึ่งแตกต่างไปจากล้อที่แข็งแรงที่แนวสัมผัสเป็นเส้นไม่ได้เป็นพื้นที่ แรงเลี้ยวของยางเกิดขึ้นในรูปของแรงยึดหยุ่นของเนื้อยางซึ่งกลิ้งผ่านพื้นที่สัมผัสระหว่างยางกับถนนจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ไปทางด้านข้างร่วมกับการกลิ้งที่เกิดขึ้นแต่เดิมของมัน ยางจะสร้างแรงเลี้ยวขึ้นเฉพาะเมื่อเส้นทางการเคลื่อนที่ของมันผิดไปจากทิศทางการกลิ้งที่แท้จริง ความจริงแล้วแรงเลี้ยวเป็นสัดส่วนโดยตรงกับมุมที่เบี่ยงเบนไปจากทิศทางการเคลื่อนที่เดิม หรือมุมลื่นไถล (Slip Angle)



รูปที่ 3.1 เพื่อสมดุลกับแรงผลักดันทางด้านข้างยางจะสร้างแรงเสียดทาน S ขึ้นเมื่อทิศทางการเคลื่อนที่ของยางเบี่ยงเบนไปจากระนาบการกลิ้งไปเป็นมุมลื่นไถล ψ

ด้วยเหตุนี้จึงทำให้การเคลื่อนที่ของยานยนต์บนทางโค้งต่างออกไปจากเส้นทางทางทฤษฎีของการกลิ้งด้วยค่าของมุมลื่นไถลที่จำเป็นในการสร้างแรงเสียดทานที่ต้องการให้เกิดขึ้น ความสัมพันธ์ระหว่างมุมลื่นไถลกับแรงเสียดทานจะทำให้มีการตั้งมุมล้อหน้าหรือล้อที่จะเลี้ยวหมุนเข้าหาแนวศูนย์กลางของยานยนต์เป็นมุมเล็กน้อยหนึ่งเรียกว่ามุม Toe-in สำหรับการเคลื่อนที่ไปข้างหน้า มุม Toe-in ที่จริงก็คือมุมลื่นไถลนั่นเอง มุมนี้จะทำให้ล้อที่เลี้ยวสามารถซึมซับแรงผลักดันทางด้านข้างและแรงกระทำของถนนโดยไม่เบี่ยงเบนออกไปจากทิศทางการเคลื่อนที่ในแนวตรง ถ้ามีแรงที่ทำให้เกิดการเบี่ยงเบนทิศทางค่าเดียวกันนี้กระทำต่อล้อที่ปราศจากมุม Toe-in ยางจะต้องสร้างมุมลื่นไถลขึ้นโดยจะมีการเบี่ยงเบนทิศทางเกิดขึ้น

โดยพื้นฐานแล้ว จุดที่แรงเสียดทานกระทำจะต้องอยู่ข้างหลังจุดศูนย์กลางของล้อ (เมื่อเปรียบเทียบกับทิศทางการเคลื่อนที่) แรงเสียดทานจะทำให้ยางเกิดแรงบิดในแนวระดับซึ่งมีแนวโน้มที่จะลดมุมลื่นไถลที่เกิดขึ้น เพราะฉะนั้นจึงทำให้กลับคืนสู่ทิศทางเดิมของการกลิ้งและแนวทางการเคลื่อนที่ที่แท้จริง แรงบิดที่เกิดขึ้นจากแรงเสียดทานนี้เรียกว่าแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม (Self-Aligning Torque)

3.3 ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อแรงเสียดทาน

จากจุดกำเนิดทางกายภาพของแรงเสียดทาน ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อขนาดของมันสามารถมองเห็นโดยพิจารณาจากหลักการทั่วไปได้ พฤติกรรมในการเลี้ยวของยาง ตามปกติจะแสดงได้ด้วยเส้นโค้งที่แสดงคุณลักษณะ ดังในรูปที่ 3.2 - 3.6 เส้นโค้งเหล่านี้ค่อนข้างที่จะแสดงถึงคุณลักษณะที่สำคัญของหน้าที่การทำงานมากกว่าที่จะเป็นตัวเลขที่แท้จริง

ปัจจัยที่สำคัญซึ่งมีผลกระทบต่อแรงเสียดทานมีดังนี้

3.3.1 มุมลื่นไถล แรงเสียดทานเป็นส่วนโดยตรงกับมุมลื่นไถล จากรูปที่ 3.2 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเสียดทานกับมุมลื่นไถลจะเป็นเส้นตรงที่ชันในช่วงแรก จนถึงมุมลื่นไถลประมาณ 5 องศา จากนั้นจึงเริ่มโค้งแบนราบลงจนมีค่าสูงสุดเมื่อยางเริ่มเกิดการลื่นไถล (Skid) เพื่อช่วยในการเปรียบเทียบพฤติกรรมในการเลี้ยวของยางที่แตกต่างกัน จึง

กำหนดตัวประกอบกำลังในการเลี้ยว (Cornering Power) ขึ้นมาโดยกำหนดว่าเป็นแรงเลี้ยวต่อหนึ่งองศาของมุมล้อไถล กำลังในการเลี้ยวของยางรถแก่งโดยเฉลี่ยจะประมาณ 668 N (150 lb) ต่อมุมล้อไถลหนึ่งองศา

3.3.2 ภาระในแนวนอน เนื่องจากแรงเลี้ยวโดยพื้นฐานแล้วมีคุณลักษณะเป็นแรงเสียดทานซึ่งเป็นสัดส่วนกับน้ำหนักในแนวนอนที่กระทำต่อล้อ, การยุบตัวของยาง และการเปลี่ยนแปลงพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน ซึ่งเกิดจากการกระจายความดัน เป็นฟังก์ชันที่มีการเบี่ยงเบนออกไปจากทฤษฎีซึ่งจะเป็นเส้นตรง ค่าสูงสุดของมันจะอยู่ที่ใกล้เคียงกับ 125% Nominal Load Point ดูรูปที่ 3.3

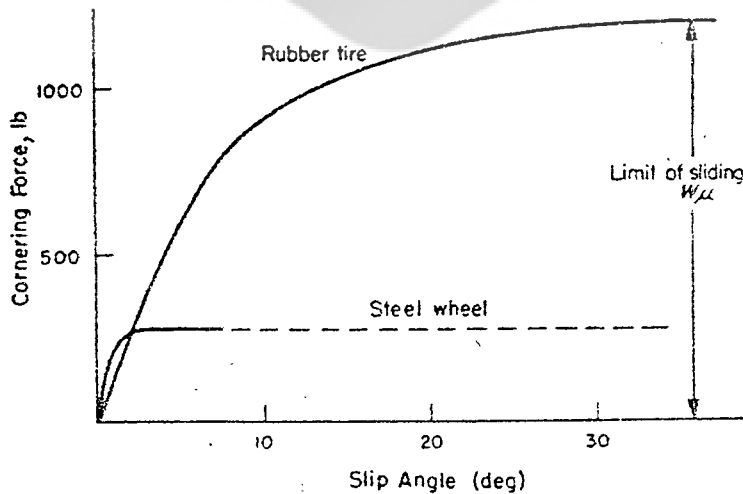
เพื่อให้การเปรียบเทียบที่ดีกว่า จึงมีการกำหนดสัมประสิทธิ์การเลี้ยว (Cornering Coefficient) ซึ่งนิยามว่าเป็นกำลังในการเลี้ยวต่อแรงในแนวนอนหนึ่งหน่วยขึ้นมา ปัจจุบันนี้ใช้เป็นการวัดความสัมพันธ์ร่วมที่แท้จริงระหว่างภาระ (Load) กับความสามารถในการเลี้ยว (Cornering Ability) รูปแบบของเส้นโค้งในรูปที่ 3.4 แสดงให้เห็นว่าความสามารถในการเลี้ยวสัมพันธ์ลดลงเมื่อภาระเพิ่มมากขึ้น หรือพูดในทางตรงกันข้าม ถ้ายางรับภาระมากขึ้น จะมีประสิทธิภาพในการรับแรงทางด้านข้างน้อยลง ดูรูปที่ 3.4

3.3.3 มุมแคมเบอร์ ล้อที่เอียงทำมุมกับระนาบการหมุน (Cambered Wheel) ถ้าไม่ถูกบังคับไว้จะเกิดการกิ้งไปเป็นวงกลม ดูรูปที่ 3.8 เพราะฉะนั้นทิศทางการเคลื่อนที่ของล้อที่เอียงทำมุมซึ่งติดอยู่กับยานยนต์จะเบี่ยงเบนออกไปจากทิศทางการกิ้งโดยธรรมชาติของมัน ทำให้เกิดมุมล้อไถลและเกิดการเลี้ยวขึ้น ค่าของแรงเลี้ยวที่เกิดขึ้นเนื่องจากมุมแคมเบอร์ซึ่งมีค่าประมาณ 1 องศา นั้นมีค่าน้อยมาก แรงนี้จะเพิ่มเข้าไปหรือลบออกจากแรงเลี้ยวที่เกิดขึ้นจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ขึ้นอยู่กับว่ามุมแคมเบอร์เอียงเข้าสู่ด้านในของทางโค้งหรือเอียงออกจากด้านในของทางโค้ง

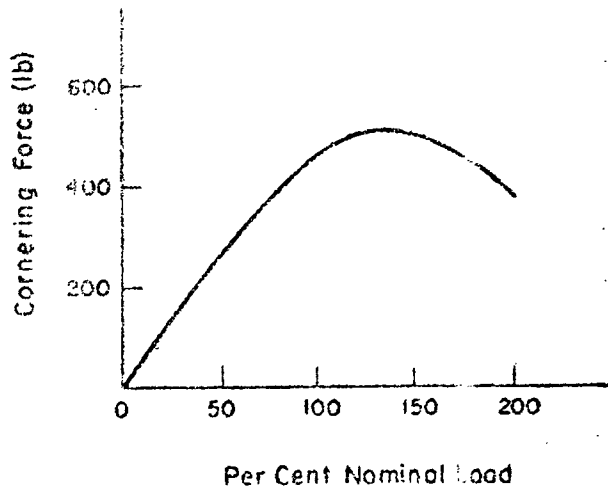
3.3.4 ความดันลมยาง การเพิ่มความแข็งแรงแรงของแก้มยางด้วยการเติมลมยางให้มีความดันสูงขึ้นจะมีผลทำให้กำลังในการเลี้ยวเพิ่มมากขึ้น เพราะฉะนั้นจึงมักจะใช้การเติมลมยางให้แข็งมากขึ้นเพื่อเพิ่มผลของการเลี้ยวให้ดียิ่งขึ้น(ทำให้เลี้ยวได้ง่ายยิ่งขึ้น) ดูรูปที่ 3.5

3.3.5 ขนาดของยาง ยางขนาดเล็กค่อนข้างจะมีความสามารถในการเลี้ยวสูงกว่ายางขนาดใหญ่(ต่อภาระที่กระทำหนึ่งหน่วย) เหตุนี้จึงนิยมใช้ยางเล็กเป็นคู่มากกว่าที่จะใช้ยางขนาดใหญ่เส้นเดียว

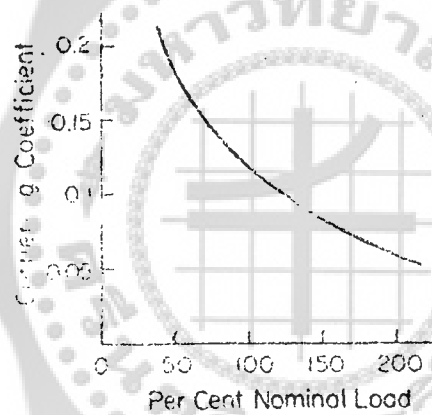
3.3.6 ความเร็ว พบว่าแรงเลี้ยวไม่ขึ้นอยู่กับความเร็ว



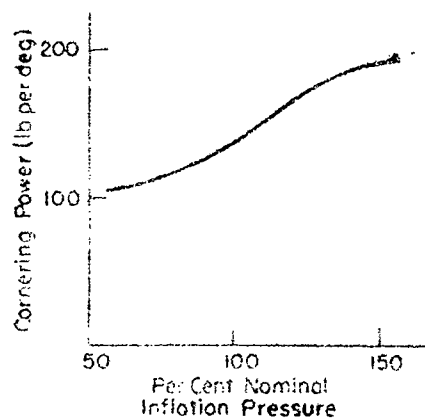
รูปที่ 3.2 แรงเลี้ยวเป็นฟังก์ชันของมุมล้อไถลสำหรับล้อยางและล้อเหล็กกล้า แรงมีค่าสูงถึงค่าสูงสุด $W\mu$ เมื่อการล้อไถล (Skidding) เริ่มเกิดขึ้น



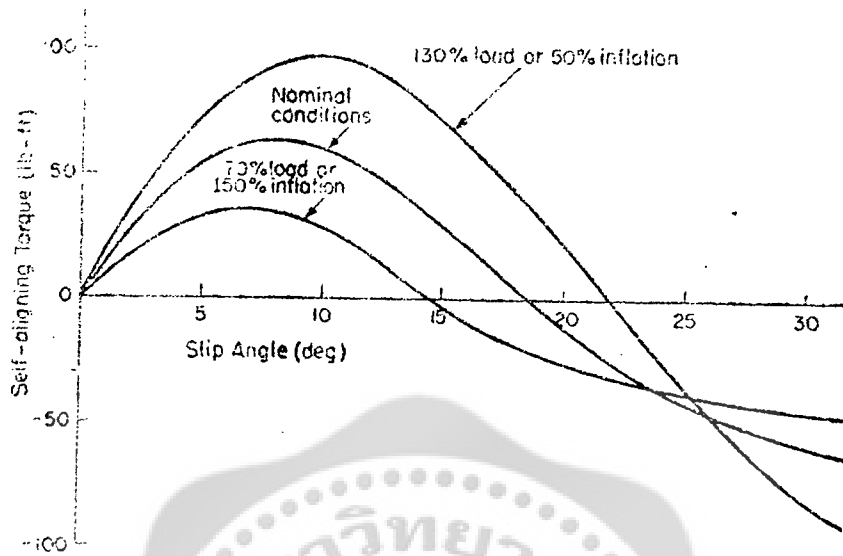
รูปที่ 3.3 แรงเลี้ยวเป็นฟังก์ชันของแรงในแนวรัศมี (มุมลื่นไถล 3 องศา) การยุบตัวของยางและการเปลี่ยนแปลงการกระจายความดันบนหน้าสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนนทำให้ฟังก์ชันเบี่ยงเบนออกไปจากทางทฤษฎีซึ่งเป็นเส้นตรง



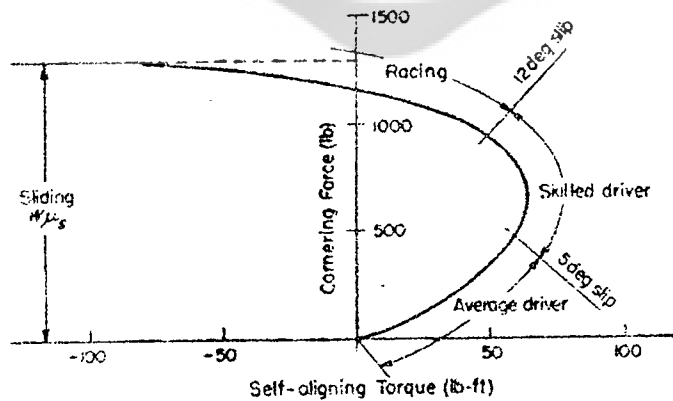
รูปที่ 3.4 สัมประสิทธิ์การเลี้ยว (กำลังในการเลี้ยวต่อแรงในแนวรัศมีหนึ่งหน่วย) เป็นฟังก์ชันของแรงในแนวรัศมี เส้นโค้งแสดงว่าความสามารถของยางที่จะรับแรงผลักดันทางด้านข้างลดลงเมื่อภาวะที่ยางรับเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 3.5 กำลังในการเลี้ยวเป็นฟังก์ชันของความดันลมยาง



รูปที่ 3.6 แรงบิดค้ำสูทิตทางเดิมเป็นฟังก์ชันของมุมลื่นไถล ที่มุมลื่นไถลสูง ๆ แรงบิดค้ำสูทิตทางเดิมจะมีค่าเป็นลบ กระทำในทิศทางที่มุมเลี้ยวเพิ่มมากขึ้น แรงโนแนวรัศมีและความดันลมยางซึ่งเป็นตัวกำหนดพื้นที่หน้าสัมผัสระหว่างยางกับถนนมีผลต่อแรงบิดค้ำสูทิตทางเดิม (Self - Aligning Torque)



รูปที่ 3.7 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเลี้ยวกับแรงบิดค้ำสูทิตทางเดิม คนขับโดยเฉลี่ยสามารถควบคุมรถที่มีมุมลื่นไถลสูงถึง 5 องศาคนขับที่ชำนาญสามารถควบคุมได้ถึง 12 องศา ในการแข่งรถมุมลื่นไถลจะสูงมากพอจนทำให้เกิดแรงบิดที่เพิ่มค่าด้วยมุมเลี้ยว (Steer-angle increasing torque)

3.4 แรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม

ปัจจัยที่สำคัญของพฤติกรรมในการเลี้ยวของยางคือแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม(Self-Aligning Torque) ตามปกติจะแสดงเป็นฟังก์ชันของมุมลื่นไถล ปัจจัยนี้พบว่ามีค่าสูงสุดที่ประมาณมุมลื่นไถล 5 องศา จากนั้นจะลดลงเรื่อยๆ อย่างสม่ำเสมอ สำหรับมุมลื่นไถลที่มีค่าสูงๆ แรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมจะมีค่าเป็นลบ

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเลี้ยวกับแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม แสดงไว้ในรูปที่ 3.6 หลังจากแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมมีค่าสูงสุด มันจะมีค่าลดลง จากนั้นจึงมีค่าสูงสุดทางด้านลบ แรงเลี้ยวจะเพิ่มค่าอย่างสม่ำเสมอกับมุมลื่นไถลจนกระทั่งถึงขีดจำกัดการลื่นไถล W_{μ} จากรูปที่ 3.7 คนขับโดยเฉลี่ยสามารถควบคุมรถได้ ถ้ามุมลื่นไถลไม่เกิน 5 องศา คนขับที่เชี่ยวชาญสามารถควบคุมได้สูงถึง 12 องศา ถ้าสภาพการขับขี่ต้องการมุมเลี้ยวมากกว่านี้ จะต้องใช้มุมลื่นไถลที่สูงมากและจะเกิดแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมเป็นลบ ผลอันนี้มักจะสังเกตเห็นในการแข่งรถ ซึ่งในทางโค้งหักมุมมากๆ จะหักคนข้างพวงมาลัยสวนทางกับรัศมีความโค้งของทางโค้ง

ความดันลมยางและภาวะในแนวรัศมีของยางมีผลต่อแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม เพราะว่าตัวแปรเหล่านี้มีผลต่อพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับถนน ภาวะที่มากและยางที่อ่อนจะทำให้พื้นที่ผิวสัมผัสใหญ่ขึ้นและระยะวิกฤติ c (ในรูปที่ 3.1) จะเป็นตัวเพิ่มแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม

ส่วนที่ 2 การควบคุมทิศทาง

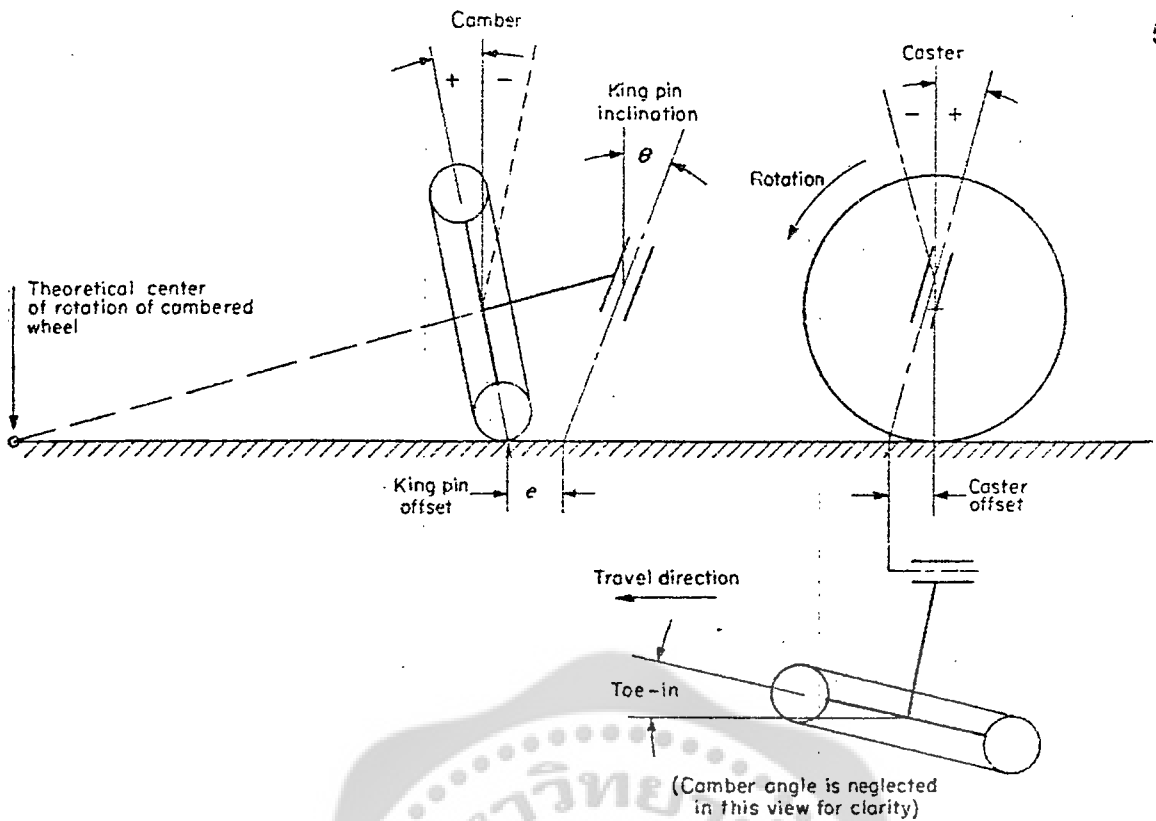
การควบคุมทิศทางถูกนิยามไว้ว่าเป็นกระบวนการในการทำให้ยานยนต์วิ่งไปในทิศทางที่ต้องการ คุณภาพในการควบคุมทิศทางตามปกติมักจะเข้าใจกันว่าเป็นความประทับใจโดยรวมของผู้ขับขี่เกี่ยวกับพฤติกรรมและการตอบสนองของยานยนต์ในการบังคับทิศทาง

เสถียรภาพในการควบคุมทิศทางนั้นตรงกันข้าม มันเป็นคุณสมบัติทางพลศาสตร์ซึ่งหมายถึงแนวโน้มของยานยนต์ที่จะรักษาทิศทางที่กำหนดภายใต้แรงที่รบกวน(Disturbing Forces) และความสามารถของมันที่จะสร้างสภาวะสมดุลใหม่ หลังจากการรบกวนนั้นหมดไป แม้จะปรากฏว่าเป็นปัญหาที่สำคัญของการเคลื่อนที่ของยานยนต์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความเร็วสูง แต่การวิจัยที่เป็นระบบในสาขานี้เพิ่งจะมีในช่วงไม่กี่ทศวรรษนี้เท่านั้น

3.5 มุมเอียงที่ล้อทำกับพื้นถนน

ล้อที่เลี้ยวจะถูกยึดอยู่กับแกนหมุนรอบสลักแกนล้อ (King Pin) ตำแหน่งเชิงมุมของทั้งล้อและสลักแกนล้อมีความสำคัญเมื่อเปรียบเทียบกับพฤติกรรมในการเลี้ยวและแรงบังคับเลี้ยว (Steering Force) การแสดงล้อที่เลี้ยวอย่างง่ายอยู่ในรูปที่ 3.8 คำอธิบายเกี่ยวกับหน้าที่ของล้อกับมุมของสลักแกนล้อมีดังต่อไปนี้

3.5.1 มุมโท อิน มุมที่ล้อทำกับแนวแกนตามความยาวของรถเรียกว่ามุมโทอิน (Toe in) มุมนี้จะร่วมกับทิศทางการหมุน กลายเป็นมุมลื่นไถลที่แท้จริง เพราะฉะนั้นจึงทำให้เกิดความสามารถในการรับแรงทางด้านข้างสำหรับซึมซับการกระแทกจากถนน และกำจัดไม่ให้เกิดการเต้นของล้อที่เลี้ยว ซึ่งเรียกว่า "Shimmy" ถ้ามุมโท อินมีค่ามากจะทำให้ยางสึกหรอมากเกินไป และเกิดความต้านทานการกลิ้งสูง โทอิน จะวัดเป็นระยะทางที่ขอบล้อเอียงเบนไปจากระนาบการกลิ้ง ตามปกติจะมีค่าประมาณ 3 มม (1/8 นิ้ว)



รูปที่ 3.8 การทำมุมระหว่างล้อกับถนน

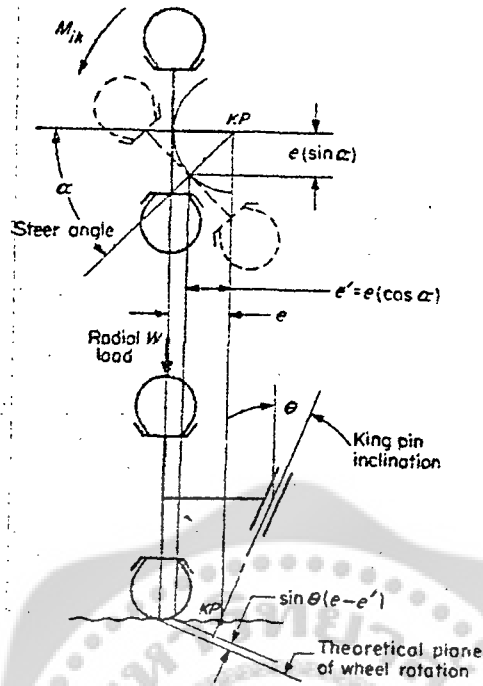
3.5.2 มุมแคมเบอร์ มุมที่ระนาบของล้อเอียงทำมุมกับพื้นเรียกว่าแคมเบอร์ (Camber) จุดประสงค์หลักของมุมแคมเบอร์ก็คือเพื่อให้ได้แรงกดดันตามแนวแกน (Axial Bearing Pressure) และลระยะออฟเซ็ท(Offset) ของสลักแกนล้อ คือระยะ e ให้น้อยลง มุมแคมเบอร์ของรถเก๋งมีค่าอยู่ระหว่าง 0.5 - 1 องศา ถ้ามุมแคมเบอร์มากเกินไปจะทำให้ยางสึกมากเกินไป

3.5.3 มุมคาสเตอร์ มุมที่สลักแกนล้อเอียงทำมุมกับแนวตั้งเรียกว่ามุมคาสเตอร์ (Caster) มุมคาสเตอร์จะมีค่าเป็นบวกเมื่อจุดที่แนวแกนของสลักแกนล้อตัดกับพื้นถนนอยู่ทางด้านหน้าของจุดศูนย์กลางล้อ คือ ไปในทิศทางการเคลื่อนที่ ค่าตามปกติอยู่ระหว่าง 3 - 5 องศา (เป็นบวก) สำหรับยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยล้อหลัง จะใช้ค่ามุมคาสเตอร์เป็นลบ

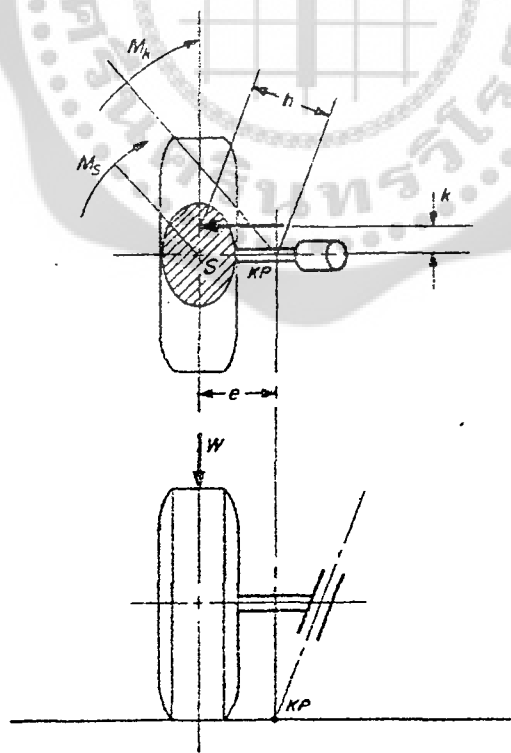
3.5.4 มุมเอียงของสลักแกนล้อ มุม θ ที่สลักแกนล้อทำมุมกับระนาบของการกลิ้งเรียกว่ามุมเอียงของสลักแกนล้อ (King-Pin Inclination) มุมนี้ส่วนใหญ่จะใช้เพื่อลระยะออฟเซ็ทของสลักแกนล้อ คือ ระยะ e และเพื่อให้เกิดการคืนกลับสู่ตำแหน่งเดิมได้ด้วยตัวเอง เมื่อล้อที่มีมุมเอียงของสลักแกนล้อถูกหมุนไป ทั้งเพลลาจะถูกยกขึ้น โมเมนต์ที่ต้องใช้ในการรักษาให้คงอยู่ในสภาวะสมดุลที่มุมเอียง จะคำนวณได้จากรูปที่ 3.9 คือ

$$M_{ik} = \frac{eW \sin \theta (1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha} \tag{3-1}$$

แต่เพลลาที่ยกขึ้นแสดงถึงสภาวะที่ไม่มีเสถียรภาพ เมื่อยางกลับคืนสู่ตำแหน่งที่ต่ำลง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่มีเสถียรภาพก็ จะเกิดแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมขึ้น สำหรับมุมเอียงของสลักแกนล้อตามปกติ (ประมาณ 6 องศา) แรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมจะมีค่าน้อยมาก



รูปที่ 3.9 ผลของมุมเอียงของสลักแกนล้อมีต่อการเลี้ยว เมื่อล้อถูกหมุนเลี้ยวรอบสลักแกนล้อที่เอียง เพลาจะถูกยกตัวขึ้นทำให้เกิดสภาวะที่ไม่เสถียรภาพ การกลับคืนตำแหน่งสมดุลเดิมเกิดขึ้นจากผลของการคืนตัวด้วยตนเอง



รูปที่ 3.10 จุดศูนย์กลางการหมุนที่แท้จริงของล้อที่เลี้ยวคือจุดที่แนวแกนของสลักแกนล้อตัดกับพื้นถนน การเคลื่อนที่ในการเลี้ยวของล้อถูกรอบจุดนี้จะมีทั้งการไถลและการหมุน

3.6 การหมุนเลียวยานยนต์อยู่กับที่

ปัญหาแรกในการควบคุมทิศทางก็คือการเลียวยของรถที่อยู่กับที่ รูปที่ 3.10 แสดงภาพที่มองจากด้านบนของล้อที่เลียวยและสลักแกนล้อ แรงบิด M_x ที่ต้องใช้ในการหมุนเลียวยรอบจุดศูนย์กลางของพื้นที่ผิวสัมผัสเป็นอินทิกรัลของแรงเสียดทานของพื้นที่ผิวสัมผัส ซึ่งจะหาค่าได้จาก

$$M_x = \mu_s \cdot W \cdot k \quad (3-2)$$

เมื่อ μ_s คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถล, W คือภาระในแนวนอน และ k คือรัศมีการแกว่งพิงัดเชิงขั้ว (Polar Radius of Gyration) ของพื้นที่ผิวสัมผัส

จุดศูนย์กลางการหมุนซึ่งทางทฤษฎีคือจุดตัดที่แนวแกนของสลักแกนล้อตัดกับพื้น (จุด KP) ตามปกติจะอยู่ห่างจากจุดศูนย์กลางของพื้นที่ผิวสัมผัสเป็นระยะทาง e ด้วยเหตุนี้การหมุนเลียวยของล้อรอบจุดนี้จะไม่เป็นการไถลเพียงอย่างเดียวแต่จะมีการกลิ้งร่วมกับการไถล องค์ประกอบของการกลิ้งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อ e มีค่ามากขึ้น แชนของแรงบิดประสิทธิผลจะกลายเป็น

$$h = \sqrt{e^2 + k^2} \quad (3-3)$$

และแรงบิดที่จำเป็นต้องใช้ในการหมุนเลียวยล้อ คือ

$$M_k = \mu W h \quad (3-4)$$

ในที่นี้ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานประสิทธิผล เป็นฟังก์ชันของระยะทาง e และขนาดของยาง ค่าโดยประมาณของ μ บนคอนกรีตแห้ง ($\mu_s = 0.70$) ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.11 โดยเป็นฟังก์ชันของตัวประกอบ e/b เมื่อ b เป็นความกว้างของยาง (Nominal Width)

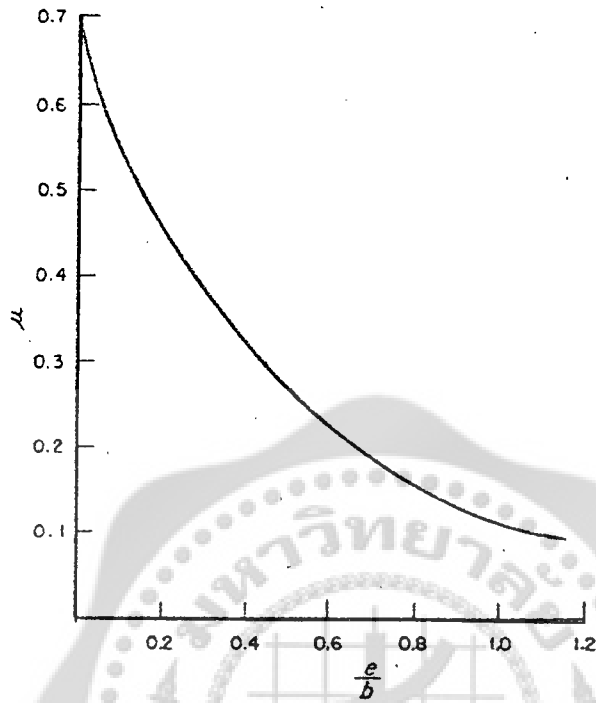
ค่า k จะคำนวณได้จากพื้นที่ผิวสัมผัสที่แท้จริง ซึ่งเป็นฟังก์ชันของความดันลมยางและภาระในแนวนอน การประมาณอย่างหยาบๆโดยให้พื้นที่ผิวสัมผัสเป็นวงกลมและสำหรับยางที่รับภาระตามปกติ เส้นผ่าศูนย์กลางของวงกลมเพื่อการคำนวณอย่างประมาณจะมีค่าเท่ากับความกว้างของหน้ายาง b ดังนั้นค่าของ k จะคำนวณได้จาก

$$k^2 = \frac{I_0}{A} = \frac{b^2}{8} \quad (3-5)$$

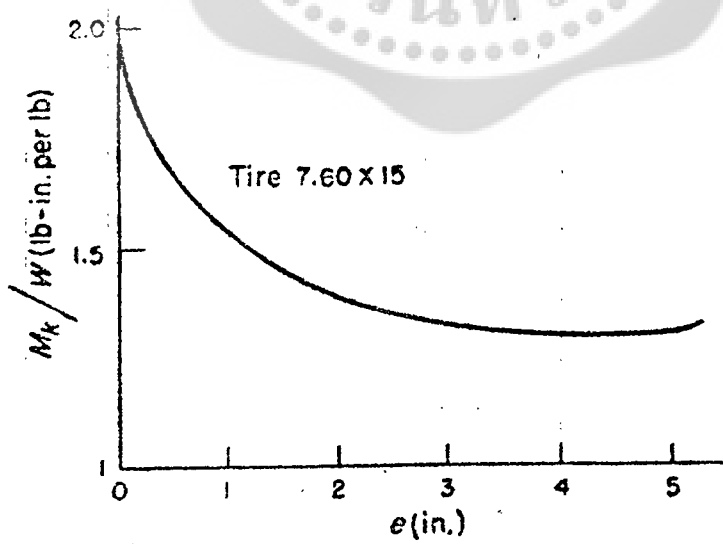
เมื่อ A คือพื้นที่ของผิวสัมผัส และ I_0 คือ โมเมนต์ความเฉื่อยพิงัดเชิงขั้วของพื้นที่ผิวสัมผัส

แรงบิดสถิต M_x เป็นสัดส่วนกับ μ และ e ในขณะที่ค่าของ μ ลดลงเมื่อค่าของ e เพิ่มมากขึ้น สิ่งนี้จะชี้ให้เห็นว่า ระยะ e ของสลักแกนล้อที่เหมาะสมที่สุดก็คือจะต้องทำให้ M_x มีค่าน้อยที่สุด การคำนวณสำหรับยางขนาด 7.60×15 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.12 โดยให้ M_x/W เป็นฟังก์ชันของ e เส้นโค้งจะลดลงอย่างรวดเร็วในตอนแรก แล้วลดความรุนแรงลงจนในตอนสุดท้ายเส้นโค้งจะกลายเป็นเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ค่าที่เหมาะสมในการออกแบบสำหรับ e คือช่วงที่อัตราการเปลี่ยนแปลงของ M_x/W ซึ่งลดลงอย่างรวดเร็วเริ่มลดความรุนแรงลง ถ้าค่า e มีค่าสูงจะทำให้แรงบิดสถิตในการหมุนเลียวยลดลงเพียงเล็กน้อยเท่านั้น และยิ่งไปกว่านี้ยังทำให้ที่ไม่เพียงปรารถนาของแรงกระแทกของถนนเพิ่มขึ้นอีกด้วย การออกแบบตามปกติที่แท้จริงจะต้องประนีประนอมอยู่ระหว่างอยู่ระหว่างความต้องการทั้ง 2 ประการนี้

จากแรงบิด M_x ที่คำนวณออกมาจะสามารถคำนวณหาแรงในคันทัก (Drag Link Force) D ที่จำเป็นในการสร้างแรงบิดนี้ออกมาได้จากความสัมพันธ์ทางเรขาคณิตของก้านต่อ(Linkage)ในระบบบังคับเลียวย



รูปที่ 3.11 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานหมุนเฉลี่ยสถิตภาวะในแนวรัศมีหนึ่งหน่วย เป็นฟังก์ชันของสลักแกนล้อกับความกว้างของยาง



รูปที่ 3.12 แรงบิดในการหมุนเฉลี่ยสถิตต่อภาวะในแนวรัศมีหนึ่งหน่วย เป็นฟังก์ชันของระยะออฟเซ็ทของสลักแกนล้อ

ตัวอย่างที่ 3.1 รถยนต์คันหนึ่งซึ่งมีมวล 1300 kg จุดศูนย์กลางอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง $L_f = 0.45L$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ (Wheelbase) ของรถยนต์คันนี้ ถ้ารถยนต์คันนี้มีมุมเอียงของสลักแกนล้อ 6 องศา ระยะออฟเซตของสลักแกนล้อเท่ากับ 63.5 mm จงหา

1. โมเมนต์ M_{ik} ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเอียงของสลักแกนล้อของล้อหน้าแต่ละล้อ เมื่อรถยนต์คันนี้แล่นด้วยล้อหน้าเป็นมุมเอียง 25 องศา
2. แรงบิด M_s ที่ต้องใช้ในการหมุนเลี้ยวล้ออย่างรอบจุดศูนย์กลางของพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับถนนคอนกรีตแห้ง ถ้ารถยนต์คันนี้ใช้ยางขนาด 7.60-15
3. แรงบิด M_k ในการหมุนเลี้ยวล้อรอบสลักแกนล้อบนถนนคอนกรีตแห้ง

วิธีทำ 1. น้ำหนักที่ตกลงบนเพลาล้อหน้า

$$W_f = \frac{0.55LW}{L} = 0.55W = 0.55(1300 \times 9.81) = 7014N$$

น้ำหนักที่ตกลงบนล้อหน้าแต่ละล้อ

$$W' = \frac{7014}{2} = 3507N$$

โมเมนต์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเอียงของสลักแกนล้อ

$$M_{ik} = \frac{eW \sin \theta (1 - \cos \alpha)}{\sin \alpha} = \frac{(0.0635)(3507) \sin 6^\circ (1 - \cos 25^\circ)}{\sin 25^\circ}$$

$$= 5.16 \text{ N.m}$$

ตอบ

2. รัศมีการแกว่งหาได้จาก

$$k^2 = \frac{b^2}{8} = \frac{(7.60 \times 25.4 / 1000)^2}{8}$$

$$k = 0.06825 \text{ m}$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถลระหว่างยางกับถนนคอนกรีตแห้ง $\mu_s = 0.75$ ดังนั้นแรงบิดในการหมุนเลี้ยวล้ออย่างรอบจุดศูนย์กลางของพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับถนนคอนกรีตแห้งจะมีค่าเป็น

$$M_s = \mu_s Wk = (0.75)(3507)(0.06825) = 179.5 \text{ N.m}$$

ตอบ

3. แขนของแรงบิดประสิทธิผล

$$h = \sqrt{e^2 + k^2} = \sqrt{(0.0635)^2 + (0.06825)^2} = 0.09322m$$

ตอบ

จากอัตราส่วน $e/b = (63.5)/(7.60 \times 25.4) = 0.329$ ดังนั้นจากรูปที่ 3.11 จะได้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานหมุนเลี้ยวสถิตย์ $\mu = 0.35$ แรงบิดในการหมุนเลี้ยวล้อรอบสลักแกนล้อบนถนนคอนกรีตแห้งจะมีค่าเป็น

$$M_k = \mu W h = (0.35)(3507)(0.09322) = 114.4 \text{ N.m}$$

ตอบ

ส่วนที่ 3 แรงหมุนเลี้ยว

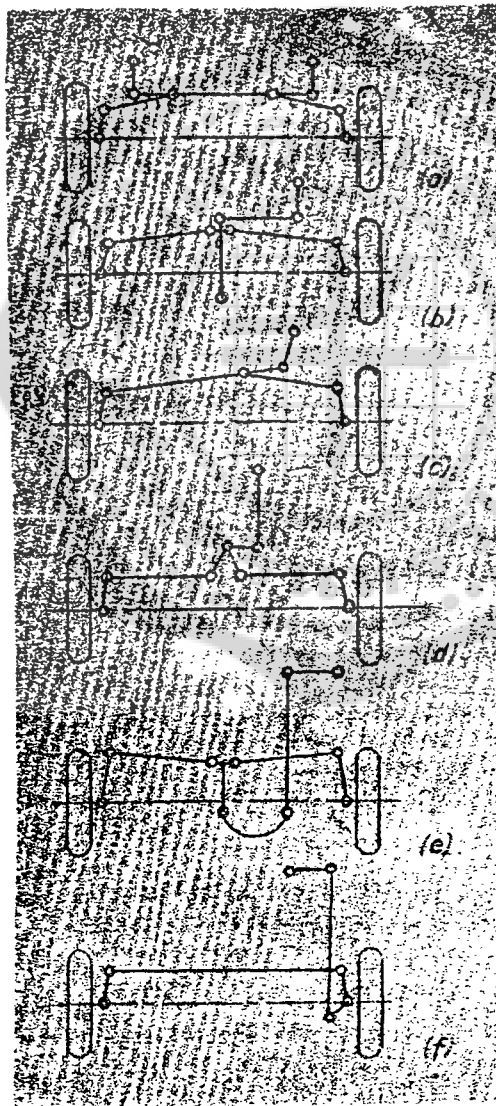
3.7 ระบบบังคับเลี้ยว

เรขาคณิตของระบบบังคับเลี้ยวของยานยนต์มีอยู่หลายลักษณะขึ้นอยู่กับรูปแบบของก้านต่อ (Linkage) ต่าง ๆ ของระบบบังคับเลี้ยว ปัญหา 2 ปัญหา ซึ่งเป็นพื้นฐานในการออกแบบระบบบังคับเลี้ยวคือ

1. มุมเลี้ยวหรือมุม "Cramp" จะต้องมากพอ สำหรับยานยนต์ที่จะเคลื่อนไปโดยไม่เกินขีดจำกัดทางปฏิบัติเกี่ยวกับขนาดของก้านต่อต่างๆ

2. มุมแคมเบอร์จะต้องยังคงมีค่าคง ที่เมื่อล้อวิ่งผ่านเนินสะดุด (Bump)

ระบบบังคับเลี้ยวที่นิยมกันมากคือแบบ Center-Point Linkage ในรูปที่ 3.13 d และแบบ Spindle Lever Linkage ในรูปที่ 3.13 f



รูปที่ 3.13 ระบบก้านต่อกลไกบังคับเลี้ยว Center-Point Linkage รูป d และ Spindle-Lever Linkage รูป f เป็นแบบที่นิยมใช้กันมากที่สุด

3.8 แรงในก้านต่อ

การวิเคราะห์ระบบบังคับเลี้ยวแบบ Center-Point Linkage รูปที่ 3.14 แสดงแรงในคันทัก (Drag-Link Force) D มีค่าเป็น

$$D = \frac{M_k}{d \cos \beta \cos \gamma} \left(\frac{a'}{a} + \frac{b'}{b} \right) \quad (3-6)$$

เมื่อมุมของคันทัก (Drag-Link Angle) β และ γ ตามปกติมีค่าน้อยเพียงพอที่จะไม่นำมาคิด (น้อยกว่า 15 องศา)

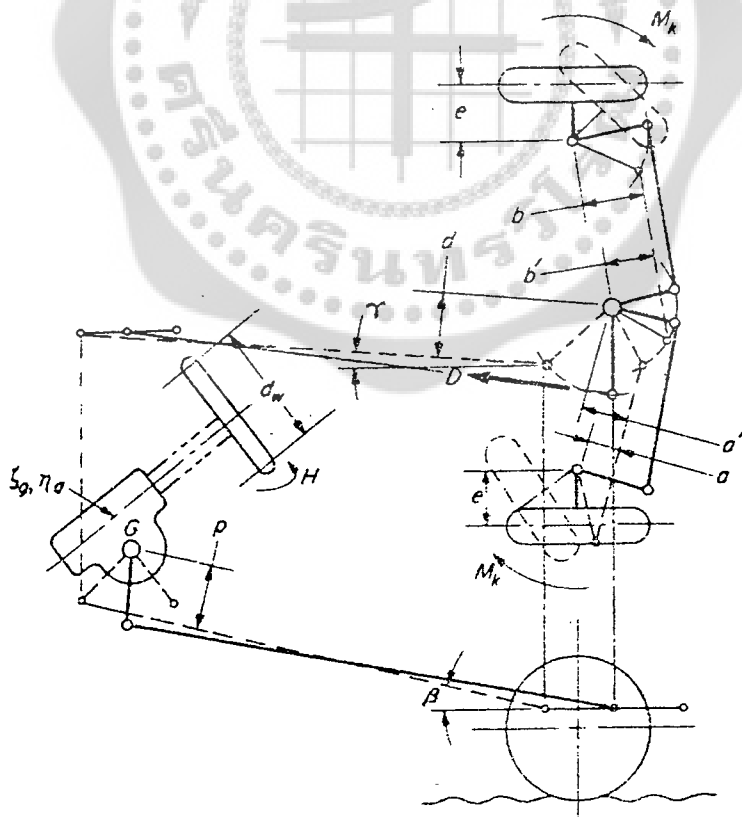
สำหรับ Center-Point Linkage อัตราทดก้านต่อบังคับเลี้ยว (Steering Linkage Ratio) ζ_s สามารถแสดงอย่างง่าย ๆ ได้เป็น

$$\zeta_s = \frac{a'}{a} + \frac{b'}{b} \quad (3-7)$$

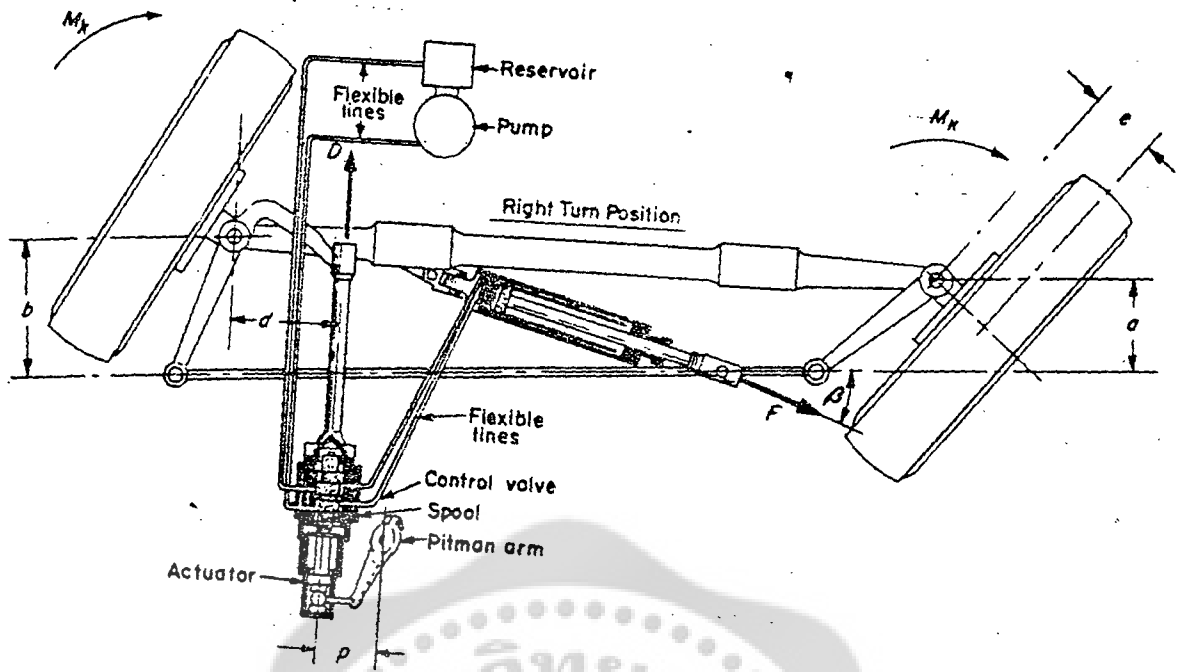
แทนค่าความสัมพันธ์นี้ลงในสมการ (4-1) และสมมติว่า $\cos \beta = \cos \gamma \approx 1.0$

$$D = \frac{M_k \zeta_s}{d} \quad (3-8)$$

ซึ่งเป็นสมการที่ทำให้ง่ายขึ้นสำหรับแรงในคันทัก



รูปที่ 3.14 การเลี้ยวด้วยล้อหลังโดยใช้ Center-Point Linkage แรงมือหมุน H กระทำต่อพวงมาลัยทำให้เกิดแรงในคันทัก D ซึ่งเป็นแรงที่จำเป็นในการเอาชนะโมเมนต์ต้านทานการเลี้ยว M_k สำหรับยานยนต์ที่อยู่กับที่



รูปที่ 3.15 Spindle-Lever Linkage และระบบเพาเวอร์ ถ้าแรงมือหมุนกระทำกับพวงมาลัยมากเกินไปแรงที่ต้องการทำให้ลิ้นควบคุม (Control Valve) ทำงาน แรงที่มือหมุนจะช่วยสนับสนุนผลของกระบอกลูกสูบเพาเวอร์

รวมโมเมนต์ที่ออกจากเพลตาม (Output Shaft) ของชุดเฟืองพวงมาลัย G และใช้ผลจากสมการ (3-8) จะได้

$$M_o = D p = \frac{M_k p \zeta_s}{d} = \frac{H d_w \zeta_g \eta_g}{2} \tag{3-9}$$

การวิเคราะห์ในทำนองที่คล้ายกันสำหรับระบบบังคับเลี้ยวแบบ Spindle-Lever Linkage รูปที่ 3.15 แสดงให้เห็นว่าแรงในคันชัก D มีค่าเป็น

$$D = \frac{M_k}{d} \left(1 + \frac{b}{a} \right) \tag{3-10}$$

อัตราทดเกียร์ต่อบังคับเลี้ยว ζ_s คือ

$$\zeta_s = 1 + \frac{b}{a} \tag{3-11}$$

ซึ่งเมื่อแทนลงในสมการ (3-10) จะได้

$$D = \frac{M_k \zeta_s}{d} \tag{3-12}$$

รวมโมเมนต์รอบเพลตามของชุดเฟืองพวงมาลัยเหมือนที่ผ่านมา ได้

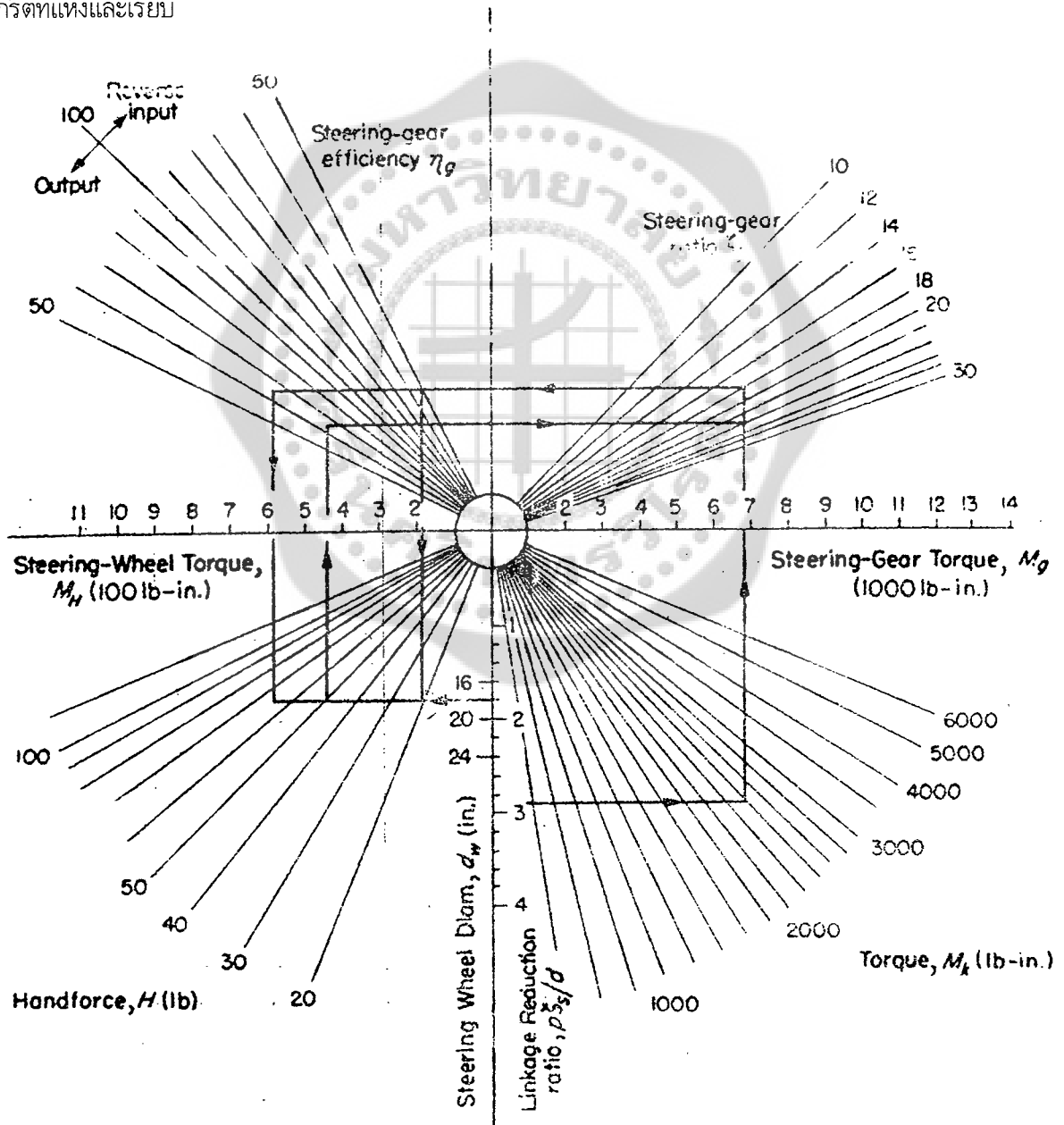
$$M_o = D p = \frac{M_k \zeta_s}{d} = \frac{H d_w \zeta_g \eta_g}{2} \tag{3-13}$$

ซึ่งเหมือนกับความสัมพันธ์ที่ได้มาสำหรับ Center-Point Linkage (สมการ 4-4)

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรในการออกแบบระบบกันต่อบังคับเลี้ยวที่สำคัญ ซึ่งเป็นไปตามสมการ (3-9) ได้ให้ไว้ในรูปที่ 3.16 การใช้ชาร์ตนี้เพื่อหาพารามิเตอร์ของกันต่อระบบบังคับเลี้ยว ได้แสดงไว้ในตัวอย่าง 3.2

ในการคำนวณของกันต่อระบบบังคับเลี้ยว กราฟของแรงบิดชุดเฟืองพวงมาลัย (Steering-Gear Torque) M_g เป็นฟังก์ชันของมุมเลี้ยวจะหาได้จากรูปที่ 3.17 การจักระบบบังคับเลี้ยวที่ดีจะต้องทำให้ M_g แปรเปลี่ยนค่าไปไม่เกิน 15 % ในระหว่างหมุนล้อจนสุดทั้ง 2 ตำแหน่ง ถ้าแรงบิดแปรเปลี่ยนค่าไปเกินขีดจำกัดนี้จะต้องเปลี่ยนกันต่อของระบบบังคับเลี้ยวโดยเปลี่ยนความยาวของกันต่อหรือเปลี่ยนมุมจนกระทั่งเส้นโค้งระหว่างแรงบิดกับมุมเลี้ยวอยู่ในขีดจำกัดเป็นที่น่าพอใจ

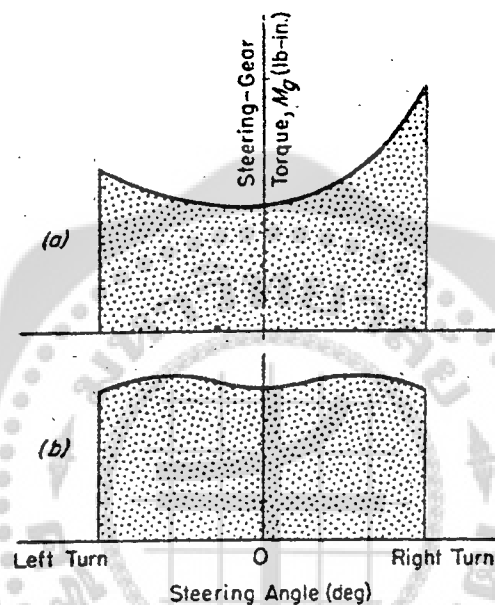
แรงที่มือหมุนพวงมาลัย (Hand Force) ในขณะที่รถอยู่กับที่ตามปกติจะจำกัดให้อยู่ในขีดจำกัดการออกแบบที่เลือกขึ้นตามความพอใจ โดยทั่วไปค่าที่ยอมรับจะอยู่ในตาราง 3.1 ซึ่งเป็นค่าสำหรับยานยนต์ที่ทำงานบนถนนคอนกรีตที่แห้งและเรียบ



รูปที่ 3.16 ชาร์ตคำนวณระบบพวงมาลัยธรรมดา ซึ่งแสดงแทนสมการ (3-9)

ตารางที่ 3.1 ขีดจำกัดของแรงมือหมุนพวงมาลัย

ยานยนต์	แรงมือหมุน H (N)
รถเก๋ง	200
รถบรรทุกและยานยนต์อุตสาหกรรม	356
รถขนาดหนักมาก	445



รูปที่ 3.17 แรงบิดที่เพลตามของชุดเฟืองพวงมาลัยเป็นฟังก์ชันของมุมเลี้ยว ตัวอย่างของการออกแบบที่ไม่ได้แสดงไว้ในรูป a แรงบิดสูงสุดอยู่ที่ด้านหนึ่งของตำแหน่งตรงไปข้างหน้า การกระจายแรงบิดที่น่าพอใจได้แสดงอยู่ในรูป b พื้นที่แรงภายใต้เส้นโค้งแต่ละเส้นแสดงถึงงานที่เกิดขึ้นโดยเฟืองพวงมาลัยและไม่มีผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงอัตราทดเฟืองพวงมาลัยหรือระยะเคลื่อนที่เชิงมุมของก้านต่อ

ตัวอย่างที่ 3.2 จงคำนวณข้อมูลที่จำเป็นของระบบบังคับเลี้ยวสำหรับยานยนต์ซึ่งมีน้ำหนัก 15 130N กระทำลงบนเพลบบังคับเลี้ยว ระยะออฟเซ็ทของสลักแกนล้อ e เท่ากับ 50.8 mm เส้นผ่าศูนย์กลางพวงมาลัย $d_w = 457.2$ mm อัตราทดชุดเฟืองพวงมาลัยที่ต้องการใช้คือ 18:1 และมีประสิทธิภาพ 65 % การทดของก้านต่อมีค่าสูงสุดสำหรับมุมเลี้ยวมากที่สุด ที่จุดนี้ได้ข้อมูลออกมาดังนี้ (จากรูปที่ 3.15) $a = 190.5$ mm,

$b = 254$ mm, $d = 228.6$ mm, $p = 279.4$ mm, ยางเป็นขนาด 7.60 x 15

วิธีทำ

แรงบิดที่ต้องใช้ในการหมุนล้อที่อยู่กับที่รอบสลักแกนล้อจะคำนวณได้จากสมการ (3-4) ข้อมูลที่จำเป็นสำหรับใช้ในสมการจะหาได้จากเงื่อนไขที่โจทย์กำหนด

กำลัง 2 ของรัศมีการแกว่ง k ของพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน จะหาได้จากสมการ (3-5) คือ

$$k^2 = \frac{b^2}{8} = \frac{(7.60 \times 25.4 / 1000)^2}{8} = 4.658 \times 10^{-3} m^2$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานประสิทธิผล μ จะหาได้จากรูปที่ 3.11 สำหรับอัตราส่วน $e / b = 50.8 / (7.60 \times 25.4) = 0.2632$ ซึ่งจะได้ค่า $\mu = 0.42$

แกนของโมเมนต์ประสิทธิผลจะหาได้จากสมการ (3-3) คือ

$$h = \sqrt{k^2 + e^2} = \sqrt{(4.658 \times 10^{-3}) + \left(\frac{50.8}{1000}\right)^2} = 0.0849 m$$

เนื่องจากล้อข้างหนึ่งรับภาระจากเพลลาเพียงครึ่งเดียว, โมเมนต์รอบสลักแกนล้อซึ่งจะหาได้จากสมการ (3-4) คือ

$$M_k = \mu W h = 0.42 \times \frac{15130}{2} \times 0.0849 = 270 \text{ N.m (2,389 lb-in)}$$

จากสมการ (3-13) หรือจากชาร์ทในรูปที่ 3.16 แรงบิดชุดเฟืองพวงมาลัยและแรงที่ต้องใช้ในการหมุนพวงมาลัยที่กระทำกับพวงมาลัยจะหาออกมาได้ อัตราทดเกียร์ระบบบังคับเลี้ยวจะหาได้จากสมการ (3.11) คือ

$$\zeta_s = 1 + \frac{b}{a} = 1 + \frac{254}{190.5} = 2.333$$

ตัวประกอบการทดทั้งหมดเมื่อใช้ชาร์ท จะเป็น

$$\frac{p\zeta_s}{d} = \frac{279.4 \times 2.333}{228.6} = 2.851$$

จากสมการ (3-13) จะได้โมเมนต์รอบเพลลาตามของชุดเฟืองพวงมาลัย

$$M_g = M_k \left(\frac{p\zeta_s}{d}\right) = (270) (2.851) = 769.8 \text{ N.m}$$

จากสมการ (3-13) จะได้

$$\frac{Hd_w \zeta_g \eta_g}{2} = 769.8$$

$$H = \frac{2(769.8)}{(0.4572)(18)(0.65)} = 287.8 N$$

สำหรับค่า $\frac{p\zeta_s}{d}$ ที่กำหนด, รูปที่ 3.16 ให้ค่าแรงบิดในการบังคับเลี้ยว $M_g = 6800 \text{ in-lb (786.6 N.m)}$ และได้แรงที่มือต้องใช้หมุน $H = 65 \text{ lb (289.2 N)}$

จากรูปที่ 3.16 จะเห็นได้ว่าแรงบิดจากชุดเฟืองพวงมาลัยค่าเดียวกันที่เกิดจากแรงกระแทกของถนนจากล้อที่เลี้ยวจะถูกต้านทานด้วยแรงที่มือจับพวงมาลัยเพียง 20 lb (89 N) ในกรณีเช่นนี้ประสิทธิภาพ Reverse Input ของชุดเฟืองพวงมาลัย (สมมติว่าเป็น 50 %) จะซึมซับแรงที่รบกวนบางส่วนไป

ถ้ายอมรับแรงมือหมุนพวงมาลัย 50 lb (222.5 N) ว่าเป็นค่าสูงสุดควรใช้ชุดเฟืองพวงมาลัยที่มีอัตราทด 24 : 1 เพื่อตรวจสอบผลของมุมเอียงของสลักแกนล้อ สมมติ $\theta = 6$ องศา และมุมเลี้ยว $\alpha = 40$ องศา จากสมการ (3-1)

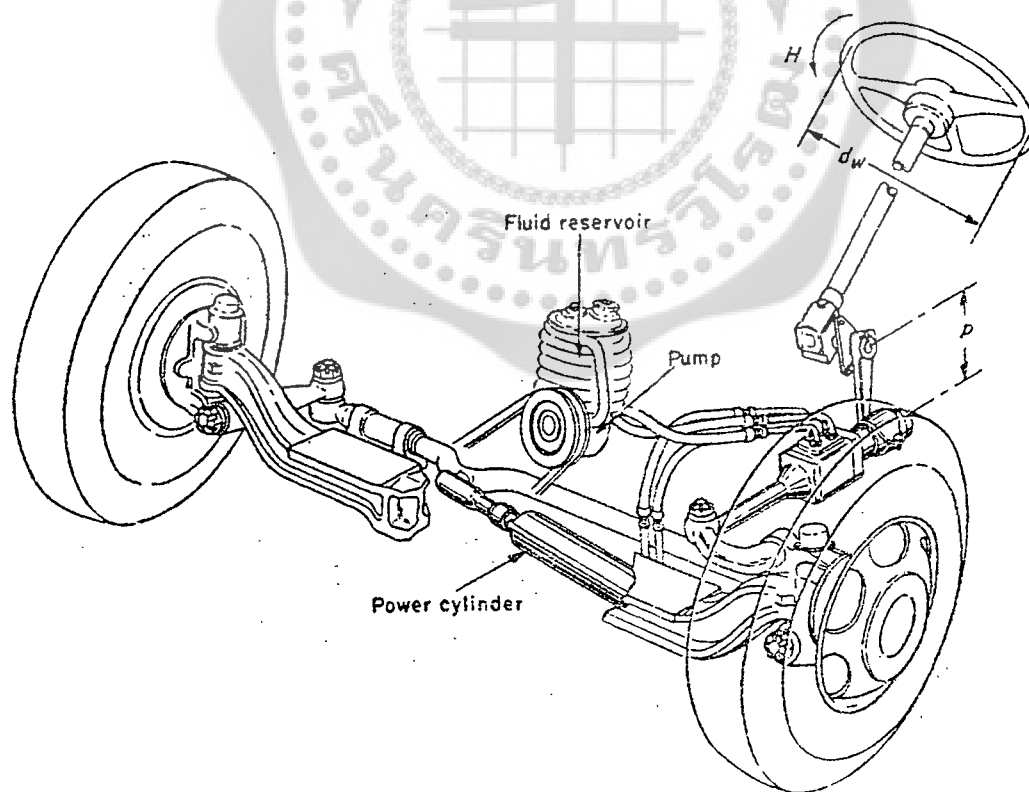
$$M_{\alpha} = eW \sin\theta \left(\frac{1 - \cos\alpha}{\sin\alpha}\right) = (50.8) \left(\frac{15130}{2}\right) (0.1) \left(\frac{1 - 0.76}{0.64}\right) = 14.14 \text{ N.m}$$

ซึ่งเป็นค่าที่เล็กน้อยจนตัดทิ้งไปได้

3.9 พวงมาลัยเพาเวอร์

ถ้าแรงที่มีมือพยายามหมุนพวงมาลัยมีค่าเข้าสู่ขีดจำกัดหรือเกินขีดจำกัดในทางปฏิบัติก็จะนำเอาพวงมาลัยเพาเวอร์เข้ามาใช้ ส่วนประกอบที่จำเป็นของระบบพวงมาลัยเพาเวอร์ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.15 และ 3.18

3.9.1 กระบอกลไฮดรอลิกแบบ Double Acting โดยการใช้กระบอกลไฮดรอลิกร่วมกับเฟืองพวงมาลัยหรือติดตั้งเป็น Booster แยกออกไป ดังรูปที่ 3.19 กระบอกลไฮดรอลิกจะสามารถกระทำต่อกันต่อๆ ของระบบบังคับเลี้ยวก็ได้ งานประสิทธิผลที่กระทำโดยกระบอกลไฮดรอลิกแต่ละกรณีคือผลคูณระหว่างแรงกับการเปลี่ยนตำแหน่ง (Displacement) งานในการเลี้ยว (Steering Work) จะมีค่าคงที่สำหรับระบบไฮดรอลิกซึ่งมีการใช้อุปกรณ์ที่มีเส้นผ่าศูนย์กลาง, ระยะชักและความดันแตกต่างกันออกไป คุณภาพของพวงมาลัยเพาเวอร์มีขอบเขตกว้างขวางมากขึ้น อยู่กับการจัดสมดุลระหว่างส่วนประกอบต่าง ๆ เหล่านี้ แรงที่ต้องการจากกระบอกลไฮดรอลิกสามารถคำนวณได้จากการสมดุลโมเมนต์รอบจุดที่เหมาะสม (ดูตัวอย่างที่ 3.3)



รูปที่ 3.18 ระบบพวงมาลัยเพาเวอร์

3.9.2 Actuator Valve การไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่มีความดันจะไหลไปสู่ Cylinder Port ที่ถูกต้องโดยใช้ Actuator Valve Valve นี้อาจจะอยู่รวมกับชุดเฟืองพวงมาลัย หรือรวมอยู่กับกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก หรือแยกไปติดตั้งอยู่กับคันชักคันส่ง ไม่ว่าจะติดตั้ง Valve ไว้ที่ใดก็ตามผลของมันก็ออกมาเหมือนกันคือแรงบิดที่มือหมุนพวงมาลัยจะไปเปิด Valve Port อันหนึ่ง เปิดให้น้ำมันไฮดรอลิกที่มีความดันวิ่งไปเข้าด้านหนึ่งของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก Port ช่องอื่นก็จะเปิดให้น้ำมันไหลกลับจากกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก กลับไปสู่ถังน้ำมันไฮดรอลิก ถ้าแรงที่มือหมุนพวงมาลัยมากเกินกว่าแรงที่ต้องการใช้ในการทำให้ Valve ทำงาน มันจะส่งผลไปช่วยการทำงานของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก

3.9.3 ปั๊มไฮดรอลิก แหล่งกำลังสำหรับระบบบังคับด้วยของเหลวคือเกียร์ปั๊มไฮดรอลิก(Hydraulic Gear Pump) ซึ่งจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกในจำนวนที่แน่นอนด้วยความดัน p_f ที่ต้องการ กำลังที่ใช้ในการขับปั๊มจะคำนวณได้จากสมการปั๊มทั่วไป คือ

$$N_p = \frac{Q p_f}{\eta} \quad (3-14)$$

เมื่อ N_p คือ กำลังที่ต้องการ (W), Q เป็นปริมาตรที่ไหลออก (m^3/s), p_f คือ ความดัน(N/m^2) และ η คือประสิทธิภาพรวมของปั๊ม(ปกติอยู่ระหว่าง 70 - 80 %) ผู้ผลิตปั๊มจะให้เส้นโค้งแสดงคุณลักษณะของปั๊มซึ่งมีความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ p_f ที่ความเร็วต่างๆ ซึ่งในการใช้งานทางปฏิบัติมักจะไม่ได้ตรงตามเส้นโค้งคุณลักษณะ เพราะมีการใช้ Valve ควบคุมการไหล (Flow Control Valve) และ Valve ระบายความดัน (Relief Valve) ดังนั้นจึงแนะนำให้หาอัตราการไหลและความดันของปั๊มที่แท้จริงโดยทำการทดลอง

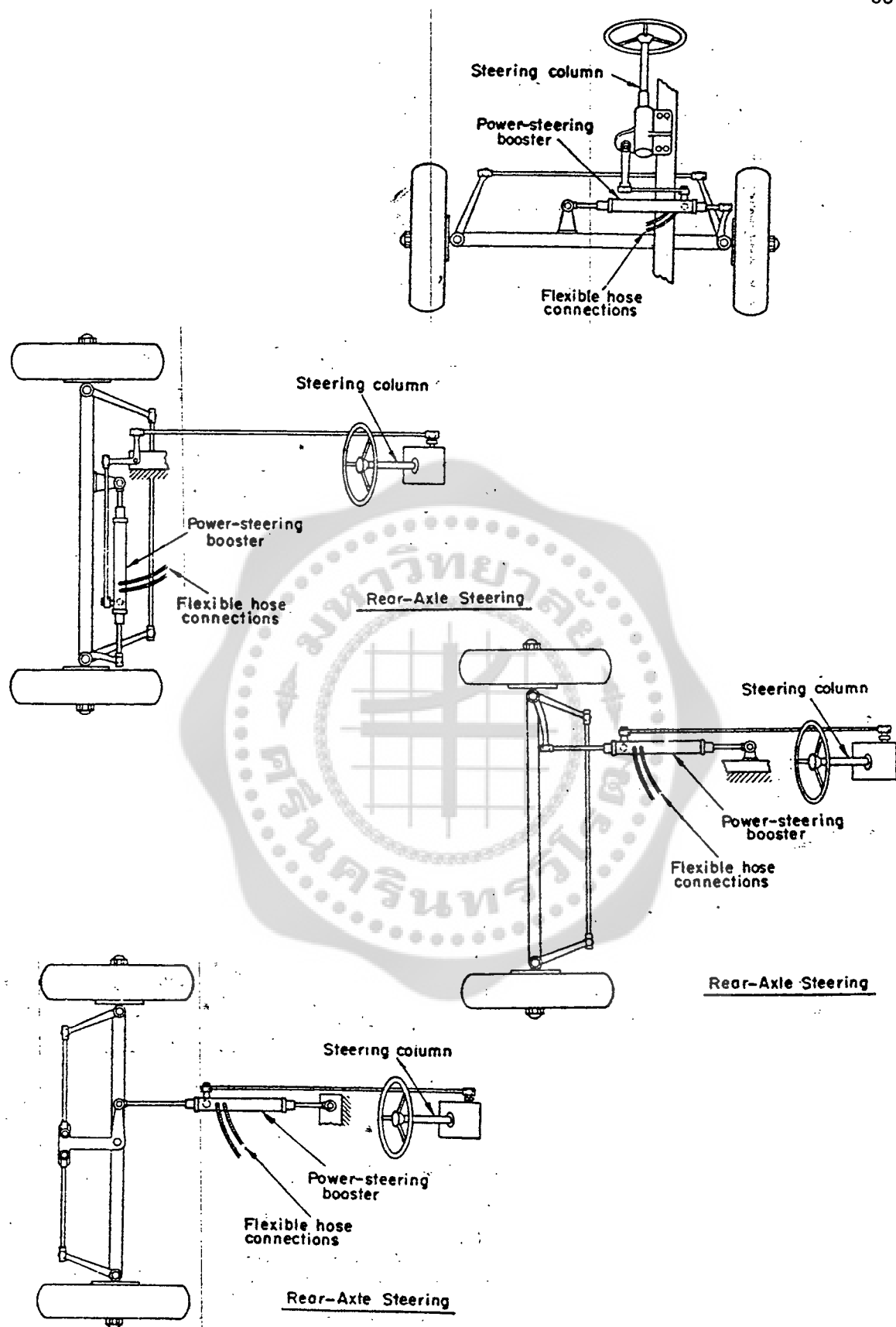
ปริมาตรการไหลของปั๊มจะหาได้จากเวลาที่ต้องใช้ในการเติมน้ำมันเข้าแทนที่ของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก ความเร็วของลูกสูบควรจะสูงมากพอที่จะไม่ล่าช้าหลังการหมุนของมือที่จับพวงมาลัยหมุนซึ่งหมุนด้วยความเร็วเฉลี่ยประมาณ 1.5 รอบ/วินาที การออกแบบพวงมาลัยเพาเวอร์ที่ดีจะให้ล้อหมุน 1 รอบโดยพวงมาลัยหมุนไป 3.5 - 4.5 รอบ ให้ระยะเวลาทั้งหมดในการเติมน้ำมันเข้ากระบอกลูกสูบไฮดรอลิกเติมภายใน 2.3 - 3 วินาที สมการต่อไปนี้มีความสัมพันธ์ร่วมกับตัวแปรต่างๆของระบบพวงมาลัยเพาเวอร์ คือ

$$Q = A l / t \quad (3-15)$$

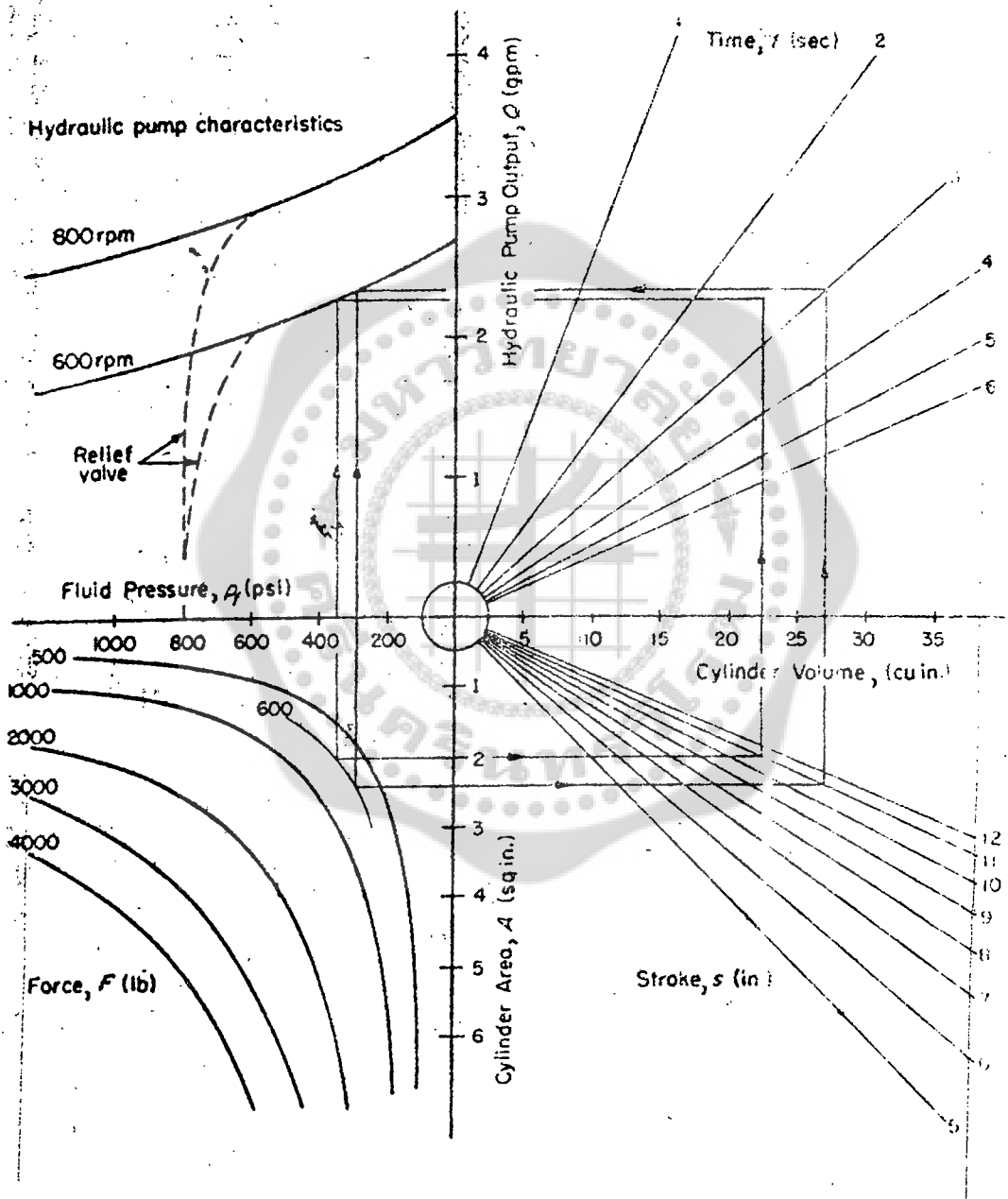
$$F = A p_f = p_f \frac{\pi(d_p^2 - d_r^2)}{4} \quad (3-16)$$

เมื่อ Q คืออัตราการไหล (m^3/s), A คือพื้นที่ประสิทธิภาพของลูกสูบ (m^2), d_p และ d_r คือเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกลูกสูบและก้านสูบตามลำดับ (m), l คือระยะชักของลูกสูบ (m), F คือแรงจากกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก (N), และ t คือเวลาในการเลี้ยวครบ 1 รอบอย่างสมบูรณ์ (s)

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรที่ตัวแปรที่เป็นอิสระต่อกันเหล่านี้ได้แสดงไว้ในชาร์ต รูปที่ 3.20 โคออร์ดิเนตระหว่างค่าต่างๆที่ใช้ในการออกแบบสามารถหาได้อย่างรวดเร็วโดยการใช้ชาร์ตนี้



รูปที่ 3.19 ระบบพวงมาลัยเพาเวอร์แบบ Booster Type โดยทั่วไป ข้อดีของระบบแบบนี้คือแรงปฏิบัติการที่ระบบอกสูบเพาเวอร์จะถูกรองรับด้วยโครงสร้างของยานยนต์



รูปที่ 3.20 ชาร์ตคำนวณระบบพวงมัลติเพาเวอร์ ซึ่งแสดงแทนสมการ (3-15) และ (3-16) คุณลักษณะของปั๊มเป็นการประมาณการ และสามารถใช้แทนด้วยค่าที่แท้จริง ถ้าต้องการ

ตัวอย่างที่ 3.3 จากโจทย์ในตัวอย่างที่ 3.2 จงคำนวณสำหรับระบบพวงมาลัยเพาเวอร์

วิธีทำ แรงหมุนพวงมาลัยที่คำนวณจากตัวอย่างที่ 3.2 มีค่าสูงมากเกินไปจึงพิจารณาใช้พวงมาลัยเพาเวอร์แทน การออกแบบระบบพวงมาลัยเพาเวอร์จะพิจารณาได้ดังนี้

จากรูปที่ 3.15 สมการการสมดุลโมเมนต์รอบสลักแกนล้อด้านซ้ายมือคือ

$$M_k + M_k \frac{b}{a} = d (D - S_v) + b (\eta_c F \cos \beta)$$

$$M_k \left(1 + \frac{b}{a}\right) = d \left[\frac{Hd_w}{2p} \zeta_g \eta_g - S_v \right] + b \eta_c F \cos \beta$$

สมการนี้ประกอบด้วยผลจากการรองรับการเสียดของมือหมุนพวงมาลัย H, แรงปฏิกิริยาของลิ้น (Valve) ที่ทำงาน (S_v), และประสิทธิภาพ η_c ของกระบอกไฮดรอลิก ผลของส่วนต่างๆ เหล่านี้บางส่วนจะถูกชดเชยและตามปกติจะไม่นำมาพิจารณา

สมการที่ทำให้ง่ายขึ้นสำหรับแรงจากกระบอกสูบที่ต้องการจะเป็น

$$F = \frac{M_k \zeta_s}{b \cos \beta}$$

ถ้า $\beta = 20^\circ$ จะได้แรงจากกระบอกไฮดรอลิกเป็น

$$F = \frac{(270)(2.333)}{(0.254)(0.94)} = 2,638 \text{ N } (\approx 600 \text{ lb})$$

สมมติว่ากระบอกสูบไฮดรอลิกที่นำมาใช้ได้มีเส้นผ่านศูนย์กลาง $d_p = 44.5 \text{ mm}$, เส้นผ่านศูนย์กลางก้านสูบ $d_s = 19 \text{ mm}$, และพื้นที่สุทธิด้านก้านสูบเป็น 0.00127 m^2 (หรือ 2 ตารางนิ้ว) และระยะชักของลูกสูบไฮดรอลิกคือ 279.4 mm (11 นิ้ว) จะได้

$$P_f = \frac{F}{A} = \frac{2638}{0.00127} = 2077 \text{ N/m}^2 = 20.8 \text{ bar } (300 \text{ psi})$$

จากชาร์ทในรูปที่ 3-20 จะเห็นว่าปั๊มจะต้องส่งน้ำมันไฮดรอลิกออกที่ความดัน 20.8 bar (300 psi) โดยมีอัตราการไหลโดยประมาณ 2.25 gpm (0.1419 l/s) สมรรถนะนี้จะต้องได้ออกมาจากปั๊มที่ทำงานตรงกับความเร็วเดินเบาของเครื่องยนต์ (600 rpm) เวลาในการหมุนลึ่วที่คาดคะเนจะอยู่ที่ประมาณ 2.6 วินาที ซึ่งเป็นที่น่าพอใจ

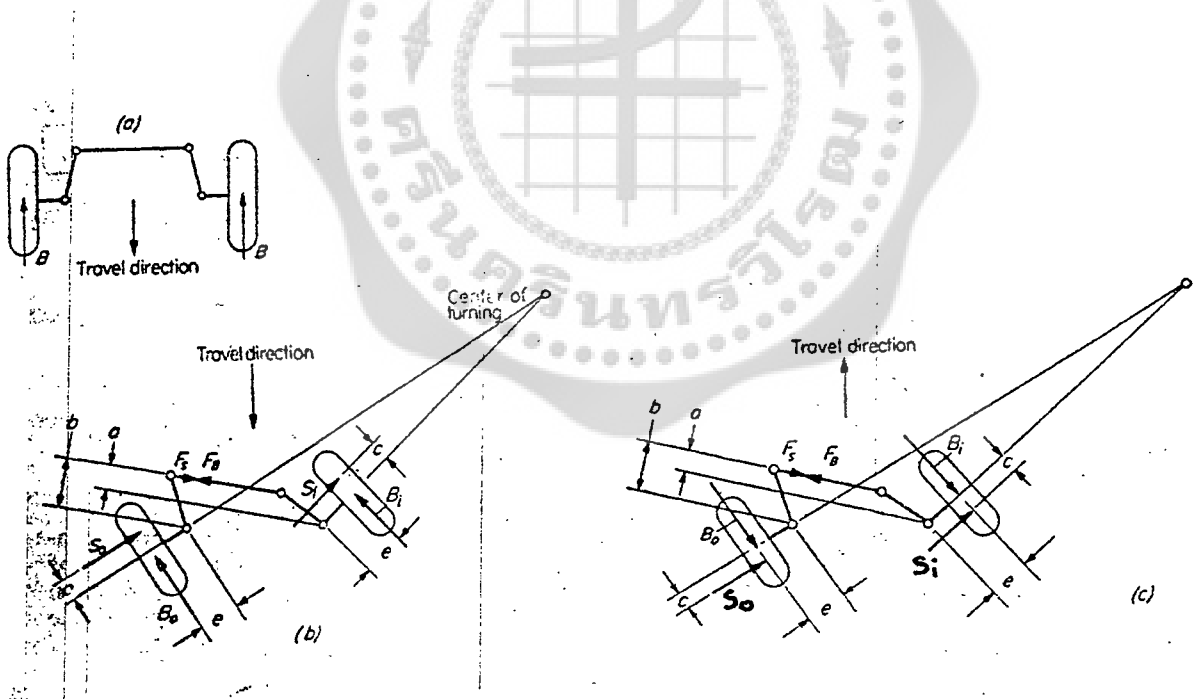
ส่วนที่ 4 เสถียรภาพในการเลี้ยว

แรงที่กระทำต่อล้ออย่างตรงผิวสัมผัสระหว่างยางกับถนนจะทำให้เกิดแรงบิดรอบสลักแกนล้อ และมีผลต่อเสถียรภาพในการเลี้ยวของยานยนต์ ผลเหล่านี้ อาจจะเป็นการทำให้มุมเลี้ยวเพิ่มมากขึ้นโดยอยู่ในสภาวะที่ไม่น่าพอใจโดยเกิดความไม่มีเสถียรภาพขึ้นภายใน หรือมุมเลี้ยวลดลงซึ่งเป็นแนวโน้มในการคืนสู่ตำแหน่งเดิมที่ต้องการ

3.10 แรงและเสถียรภาพ

แรงที่จะต้องพิจารณาคือ

1. แรงขับเคลื่อน ซึ่งจะมีในกรณีล้อที่เลี้ยวเป็นล้อขับเคลื่อน
2. แรงหน่วง ประกอบด้วยความต้านทานการกลิ้งที่มีเกิดขึ้นอยู่เสมอกับแรงห้ามล้อ ถ้ามีการห้ามล้อ
3. แรงเลี้ยว (คือแรงปฏิกิริยาที่ยางต่อต้านแรงทางด้านข้าง) กระทำในทิศทางตั้งฉากกับทิศทางการกลิ้ง



รูปที่ 3.21 ผลของแรงบนพื้นระนาบที่มีต่อเสถียรภาพในการเลี้ยว แรงขับเคลื่อนหรือแรงหน่วงที่ กระทำต่อการเคลื่อนที่ตรงไปข้างหน้า รูป a ทำให้เกิดแรงบิดต้านทานสมดุลที่ล้อตรงกันข้ามแรงหน่วง(แรงห้ามล้อหรือความต้านทานการกลิ้ง)ที่กระทำต่อยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยเพลหน้า รูป b ทำให้เกิดโมเมนต์เพิ่มค่าด้วยมุมเลี้ยว ในขณะที่แรงทางด้านข้างมีผลในการกลับคืนสู่ทิศทางเดิม แรงทางด้านข้างที่กระทำต่อยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยล้อหลัง รูป c ทำให้เกิดโมเมนต์เพิ่มค่าด้วยมุมเลี้ยว ในขณะที่แรงหน่วงทำให้เกิดโมเมนต์กลับคืนสู่ทิศทางเดิม

อิทธิพลของแรงเหล่านี้ต่อการเลี้ยวได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.21 a ซึ่งเกิดสมภาวะการขึ้น 3 แบบ ดังจะได้กล่าวต่อไป

3.10.1 การขับตรงไปข้างหน้า ในกรณีนี้แรงขับเคลื่อนหรือแรงหน่วงจะทำให้เกิดโมเมนต์ที่ตรงกันข้ามแต่มีขนาดเท่ากับล้อด้านซ้ายและด้านขวา จากรูปที่ 3.21 a ดังนั้นแรงบิดจะสมดุลกันไป ไม่มีผลต่อการเลี้ยว

3.10.2 การเลี้ยวด้วยล้อหน้า แรงหน่วง B ในรูปที่ 3.21 b จะทำให้เกิดมุมเลี้ยว มีผลให้แรงในค้ำส่ง (Tie-Rod Force) $F_{B_i} = B_i (e/a)$ ของล้อด้านในของทางโค้งและแรงคืนกลับสู่สภาพเดิมของแรงในค้ำส่ง $F_{B_o} = B_o (e/b)$ ที่ล้อด้านนอกของทางโค้งมีค่าเพิ่มมากขึ้น เพราะว่า Lever Arm a ของล้อด้านในจะมีค่าน้อยกว่า Lever Arm b ของล้อด้านนอกเสมอ เนื่องจากเรขาคณิตของระบบบังคับเลี้ยว ผลโดยรวมของแรงหน่วงจะทำให้มุมเลี้ยวเพิ่มมากขึ้น แรงในค้ำส่ง (Tie-Rod Force) จะมีค่าเป็น

$$\begin{aligned} F_B &= F_{B_i} - F_{B_o} \\ F_B &= \frac{B_i e}{a} - \frac{B_o e}{b} \end{aligned} \quad (3.17)$$

แรงขับเคลื่อนที่กระทำในทิศทางของการขับเคลื่อนจะทำให้เกิดแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิม เพราะฉะนั้น สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า ตามปกติจึงใช้มุมคาสเตอร์น้อย เพราะว่าผลของการกลับคืนสู่ทิศทางเดิมที่ได้จากแรงขับเคลื่อนมีค่าเพียงพอ

แรงเลี้ยว S ของล้อทั้งคู่จะกระทำในทิศทางที่พยายามกลับคืนสู่ทิศทางเดิม ทำให้แรงในค้ำส่งเป็น

$$\begin{aligned} F_S &= F_{S_i} + F_{S_o} \\ F_S &= \frac{S_i c}{a} + \frac{S_o c}{b} \end{aligned} \quad (3.18)$$

ค่าของแรงบิดคืนสู่ทิศทางเดิมขึ้นอยู่กับความยาวของแกนโมเมนต์ c โมเมนต์ S_c คือแรงบิดคืนสู่สภาพเดิม ตามปกติจะเรียกว่าผลของคาสเตอร์ (Caster Effect) พฤติกรรมของแรงเลี้ยวนี้มีความสำคัญเนื่องจากมันจะ Overbalance มุมเลี้ยวทำให้ผลของความต้านทานการกลิ้งเพิ่มมากขึ้น

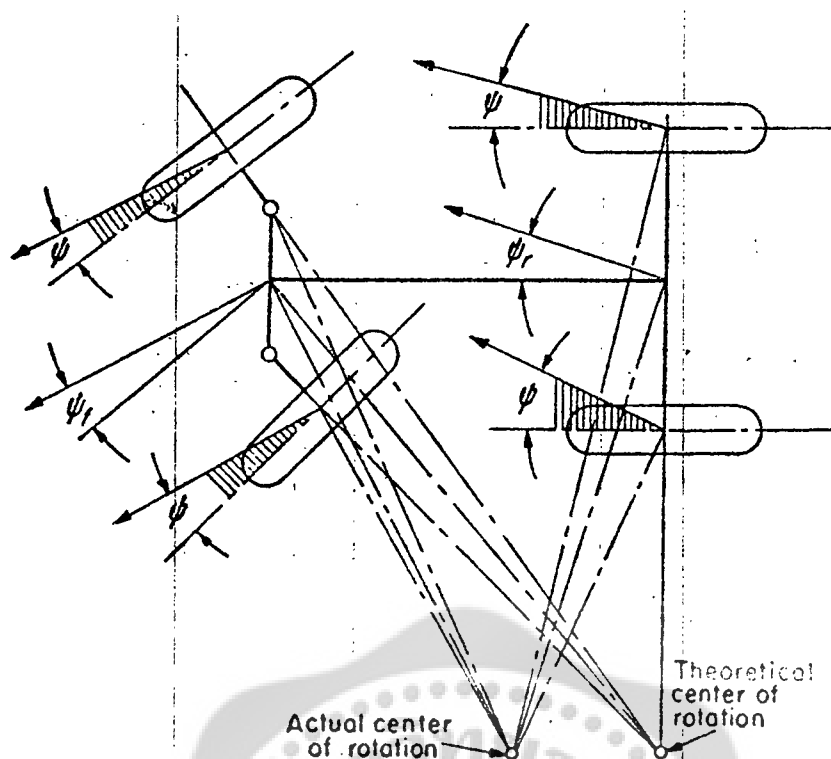
3.10.3 การเลี้ยวด้วยล้อหลัง สำหรับยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยล้อหลัง (หรือยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยล้อหน้า แต่ขับถอยหลัง) ในรูปที่ 3.21c แรงหน่วง B ทำให้เกิดแรงในค้ำส่งที่ทำให้กลับคืนสู่ทิศทางเดิมเป็น

$$F_B = \frac{B_i e}{a} - \frac{B_o e}{b} \quad (3-19)$$

แต่แรงเลี้ยว S ทำให้เกิดแรงบิดที่เพิ่มค่าด้วยมุมเลี้ยว (Steer - angle increasing Torque) มีผลทำให้เกิดความไม่เสถียรภาพภายในขึ้นกับยานยนต์ที่เลี้ยวด้วยล้อหลัง กรณีเช่นนี้จะต้องใช้มุมคาสเตอร์เป็นลบเพื่อกลับทิศทางของการหมุนของแรงเลี้ยวรอบสลักแกนล้อ

3.11 การเลี้ยวด้วยมุมลื่นไถล

ได้กล่าวในหัวข้อที่ผ่านมาแล้วว่า แรงทางด้านข้างใด ๆ ก็ตามที่กระทำต่อยานยนต์ต้องการแรงเลี้ยวที่จะทำให้เกิดการสมดุล มีค่าเท่ากัน ในการทำให้เกิดแรงเลี้ยว ยางจะต้องวิ่งไปโดยมีมุมลื่นไถล ซึ่งเป็นสัดส่วนกับแรงเลี้ยวที่ต้องการ



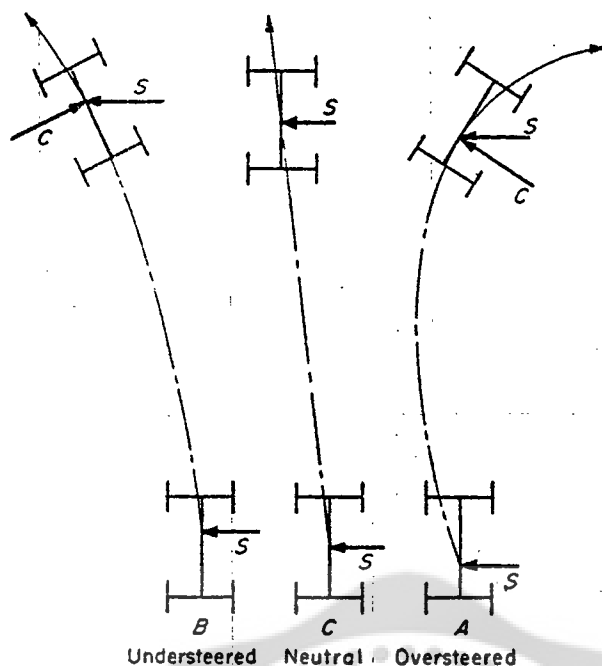
รูปที่ 3.22 จุดศูนย์กลางการหมุนที่แท้จริงของยานยนต์ที่เคลื่อนที่ในทางโค้ง จะตกอยู่ข้างหน้าจุดศูนย์กลางการเลี้ยวทางทฤษฎี เนื่องจากความแตกต่างของล้อหน้ากับล้อหลัง

ภาพทางด้านบนของยานยนต์ที่วิ่งอยู่ในทางโค้งได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.22 จุดศูนย์กลางความโค้งทางทฤษฎี ซึ่งสำหรับระบบบังคับเลี้ยวแบบ Ackerman จะอยู่บนแนวของแกนเพลาล้อหลัง จะไม่สามารถรักษาตำแหน่งเดิมไว้ได้ เมื่อล้อต้องวิ่งโดยมีมุมสลิ้มไถล เพื่อสร้างให้เกิดสภาวะสลิ้มไถล จุดศูนย์กลางความโค้งที่แท้จริงจะต้องอยู่ด้านหน้าของจุดศูนย์กลางทางทฤษฎี

ถ้ากำลังของยางหน้าและยางหลังต่างกัน หรือถ้าการกระจายน้ำหนักลงเพลาน้ำและเพลาล้อหลังไม่เท่ากัน จากรูปที่ 3.23 การสมดุลระหว่างแรงผลักดันทางด้านข้างกับแรงเลี้ยวจะเกิดขึ้นที่มุมสลิ้มไถลที่ไม่เท่ากันของยางหน้าและยางหลัง ผลเช่นนี้จะทำให้สภาวะการเลี้ยวดังต่อไปนี้เกิดขึ้น

3.11.1 Oversteering ถ้ามุมสลิ้มไถลที่ล้อหลังมากกว่าล้อหน้า ด้านท้ายของยานยนต์จะลอบัดไปในทิศทางของแรงที่กระทำ มีผลทำให้รัศมีความโค้งเพิ่มมากขึ้น แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นจะมีผลเพิ่มเข้าไปกับแรงที่ทำให้เสียสมดุลขั้นปฐมภูมิ (Primary Disturbing Force) ทำให้เกิดอาการ Oversteering ซึ่งเป็นความไม่มีเสถียรภาพภายในที่ไม่ต้องการ

3.11.2 Understeering ถ้ามุมสลิ้มไถลของล้อหน้ามีค่ามากกว่า ยานยนต์จะมีแนวโน้มที่จะกลับคืนสู่สภาพวิ่งตรงด้วยตนเอง นั่นคือมีทิศทางออกไปจากแรงที่กระตุ้นให้เกิด แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นจากการวิ่งในทางโค้งจะไปกับแรงที่ทำให้เสียสมดุลขั้นปฐมภูมิ (Primary Disturbing Force) สิ่งนี้เป็นความไม่มีเสถียรภาพภายในที่ต้องการของยานยนต์



รูปที่ 3.23 ผลของมุมลื่นไถลที่มีต่อเสถียรภาพในการควบคุมทิศทาง ยานยนต์ A,B และ C ถูกกระทำด้วยแรงทางด้านข้าง S ค่าเดียวกันที่จุดต่างกันตามแนวศูนย์กลางของยานยนต์ ยานยนต์ A ซึ่งเพลาลังหน้าจะ Oversteer และหมุนไปหาแรงทางด้านข้าง S เพราะว่ามุมลื่นไถลที่ล้อหลังมากกว่าที่ล้อหน้า แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเกิดขึ้นจากการเคลื่อนที่ในแนวโค้งบวกเพิ่มเข้าไปกับแรงทางด้านข้าง S ยานยนต์ B ที่เพลาน้ำหนักจะ Understeer หมุนออกไปจากแรงที่มากทำให้เสียสมดุล ยานยนต์ C เกิดคุณลักษณะแบบ Natural Steer ไปตามเส้นตรงเส้นหนึ่ง

ควรจะเน้นให้เห็นด้วยว่าการเลี้ยวด้วยมุมลื่นไถลไม่มีความสัมพันธ์กับการเลี้ยวที่แท้จริงของยานยนต์ ข้อสรุปที่ได้นี้มีผลเช่นเดียวกันกับรถพ่วงที่ถูกจุดลากไป แรงที่กระทำทำให้เสียสมดุลอาจจะเป็นแรงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นจากหรือเป็นผลมาจากแรงผลักดันทางด้านข้างอื่นๆใดๆที่ทำให้เกิดการเสียสมดุล (Disturbance) ถ้านำเอาแรงลมทางด้านข้างเข้ามาเกี่ยวข้องอีกด้วย ปัญหาจะยิ่งซับซ้อนมากขึ้นเป็นทวีคูณ เพราะว่าจะต้องเอาคุณสมบัติทางอากาศพลศาสตร์ของตัวถังเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย

อิทธิพลของการเลี้ยวด้วยมุมลื่นไถลที่มีต่อพฤติกรรมในการควบคุมทิศทางของยานยนต์ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.23 แรงทางด้านข้าง S ค่าเดียวกันได้กระทำต่อยานยนต์ A,B และ C ที่จุดต่างกัน ยานยนต์ A นั้นหนักที่เพลาลัง เพราะฉะนั้นจึงเกิดการ Oversteer ยานยนต์ B หนักที่เพลาน้ำหนักจึงเกิด Understeer วิธีของยานยนต์ที่เกิด Oversteer จะพุ่งเข้าหาจุดศูนย์กลางของแรงที่มากกระทำทำให้เสียสมดุล (Disturbance) โดยมีผลทำให้ความโค้ง (Curvature) เพิ่มมากขึ้น ในขณะที่วิธีของยานยนต์ที่ Understeer จะมีความโค้งลดน้อยลง เส้นทางในอุดมคติของ Natural Steer ได้แสดงไว้เพื่อเป็นการเปรียบเทียบ กรณีนี้เป็นการที่มุมลื่นไถลของล้อหน้าและล้อหลังเท่ากัน ถ้าแรงที่ทำให้เสียสมดุลหายไป ยานยนต์ที่เกิด Oversteer จะยังคงอยู่ในวิถีที่ความโค้งเพิ่มมากขึ้นต่อไป เนื่องจากยังคงมีแรงหนีศูนย์กลางกระทำต่อเนื่องอยู่ ในขณะที่ยานยนต์ที่ Understeer จะกลับคืนสู่วิถีตรงด้วยตัวมันเอง

เอกสารอ้างอิง

1. Reimpell, J. and Stoll , H. **The Automotive Chassis ; Engineering Principles**. English ed., Arnold – SAE, London, 1996.
2. Taborek , J.J. **Mechanics of Vehicles**. Preceding Articles in MACHINE DESIGN, Extra Copies, 1958.
3. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed, John Wiley & Sons., New York, 1993.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Ellis, J.R. "Chapter 3 The Control and Stability of Basic Rigid Vehicles" **Vehicle Handling Dynamics**, Mechanical Engineering Publications, London , 1994.
2. Gillespie , Thomas D. "Chapter 6 Steady-State connering, Chapter & The Steering System" **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992.
3. Milliken , William F. and Milliken , Douglas L. "Chapter 19 Steering System and Chapter 5 Simplified Steady – State Stability and Control" **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale , 1995.
4. Reimpell , J. and Stoll , H. "Chapter 3 Axle kinematics and Elastokinemalics and Chapter 4 Steering" **The Automotive Chassis: Engineering Principles**, Society of Automotive Engineers , Warrendale, 1996.
5. Steeds , W. "Chapter 10 Directional Stability and Transient Motions of A vehicles" **Mechanics of Road Vehicles**, Iliffe & Sons, London , 1960.

แบบฝึกหัด บทที่ 3

1. จงหาสัมประสิทธิ์การแกว่ง k ของหน้าสัมผัสระหว่างยางกับถนน ของยางขนาด 8.25 - 20 [ตอบ $k = 0.07409 \text{ m}$]
2. รถยนต์ซึ่งมีมวล 1500 kg คันหนึ่งมีจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง 0.55 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อของรถยนต์คันนี้ ถ้ารถยนต์คันนี้มีมุมเอียงของสลักแกนล้อ 5 องศา ระยะออฟเซต ของสลักแกนล้อเท่ากับ 75 mm จงหาโมเมนต์ M_{ik} ที่เกิดขึ้นเนื่องจากการเอียงของสลักแกนล้อของล้อหน้าแต่ละล้อ เมื่อรถยนต์คันนี้แล่นด้วยล้อหน้าเป็นมุมเอียง 30 องศา [ตอบ $M_{ik} = 5.8 \text{ N.m}$]
3. ถ้ารถยนต์ในข้อที่ 2. ใช้ยางขนาด 7.60 - 15 จงหาแรงบิด M_y ที่ต้องใช้ในการหมุนเลี้ยวล้ออย่างรอบจุดศูนย์กลางของพื้นที่ผิวสัมผัส ระหว่างยางกับถนนคอนกรีตแห้ง [ตอบ $M_y = 169.5 \text{ N.m}$]
4. จากข้อมูลในข้อ 2. และ 3. จงหาแรงบิด M_x ในการหมุนเลี้ยวรอบสลักแกนล้อบนถนนคอนกรีตแห้ง [ตอบ $M_x = 107.4 \text{ N.m}$]
5. รถบรรทุกคันหนึ่งบรรทุกภาระเต็มที่รวมกับมวลของรถเปล่ามีมวลรวม 21 000 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะทาง 0.22L เมื่อ L คือระยะฐานล้อของรถบรรทุกคันนี้ ถ้ารถบรรทุกคันนี้มีมุมเอียงของสลักแกนล้อเป็นมุม 6 องศา ระยะออฟเซตของสลักแกนล้อ 100 mm ใช้ยางขนาด 10.00-20 จงหาแรงบิด M_x ในการหมุนเลี้ยวรอบสลักแกนล้อ บนถนนคอนกรีตแห้ง [ตอบ $M_x = 1005 \text{ N.m}$]
6. ระบบบังคับเลี้ยวพวงมาลัยธรรมดาแบบ Spindle-Lever Linkage สำหรับรถยนต์ซึ่งมีมวล 1200 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะ 0.45L เมื่อ L คือระยะฐานล้อ ใช้การทดของระบบก้านต่อมีค่าสูงสุดสำหรับมุมเลี้ยวมากที่สุด ที่จุดนี้ได้ข้อมูลออกมาดังนี้คือ $a = 200 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $d = 230 \text{ mm}$, $p = 280 \text{ mm}$ ยางที่ใช้เป็นขนาด 6.50 - 13 ระยะออฟเซตของสลักแกนล้อเท่ากับ 60 mm พวงมาลัยเป็นขนาด 14 นิ้ว ถ้าใช้ชุดเฟืองพวงมาลัยที่มีอัตราทด 14 : 1 ประสิทธิภาพ 80 % จงหา
 1. แรงบิด M_G ของชุดเฟืองพวงมาลัย [ตอบ $M_G = 252.4 \text{ N.m}$]
 2. แรงแทค H ที่มือหมุนพวงมาลัย [ตอบ $H = 126.7 \text{ N}$]
 3. แรงแทค D ในคันชัก [ตอบ $D = 901.4 \text{ N}$]
7. ระบบบังคับเลี้ยวธรรมดาแบบ Spindle-Lever Linkage สำหรับรถยนต์ซึ่งมีมวล 1500 kg และจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง 0.55L เมื่อ L คือระยะฐานล้อ การทดของระบบก้านต่อมีค่าสูงสุดสำหรับมุมเลี้ยวมากที่สุด ที่จุดนี้ได้ข้อมูลออกมาดังนี้คือ $a = 200 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $d = 240 \text{ mm}$, $p = 275 \text{ mm}$ ยาง

- ที่ใช้เป็นขนาด 7.60-15 ระยะออฟเซ็ทของสลักแกนล้อยเท่ากับ 75 mm พวงมาลัยเป็นขนาด 14 นิ้ว ถ้าชุดเฟืองพวงมาลัยมีประสิทธิภาพ 70% และมีอัตราทด 12 : 1 จงหา
1. แรงบิด M_g ของชุดเฟืองพวงมาลัย [ตอบ $M_g = 277 \text{ N.m}$]
 2. แรงแง H ที่มือหมุนพวงมาลัย [ตอบ $H = 185.5 \text{ N}$]
 3. แรงแง D ในคันชัก [ตอบ $D = 1007 \text{ N}$]
8. ระบบบังคับเลี้ยวธรรมดาแบบ Center-Point Linkage สำหรับรถยนต์ซึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางอยู่หลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะ 0.55L คันหนึ่ง การทดของระบบกันต่อมีค่าสูงสุดสำหรับมุมเลี้ยวมากที่สุด ที่จุดนี้ได้ข้อมูลออกมา ดังนี้คือ $a' = 200 \text{ mm}$, $a = 175 \text{ mm}$, $b' = 250 \text{ mm}$, $b = 200 \text{ mm}$, $d = 230 \text{ mm}$, $p = 280 \text{ mm}$, $e = 60 \text{ mm}$, พวงมาลัยเป็นขนาด 16 นิ้ว ยางที่ใช้เป็นขนาด 7.00-15 ถ้าใช้ชุดเฟืองพวงมาลัยที่มีอัตราทด 16 : 1 ประสิทธิภาพ 80% จงหา
1. แรงบิด M_g ของชุดเฟืองพวงมาลัย [ตอบ $M_g = 293.4 \text{ N.m}$]
 2. แรงแง H ที่มือหมุนพวงมาลัย [ตอบ $H = 112.8 \text{ N}$]
 3. แรงแง D ในคันชัก [ตอบ $D = 1048 \text{ N}$]
9. จากข้อมูลเรขาคณิตของระบบบังคับเลี้ยวในข้อ 6. ถ้าต้องการออกแรงที่มือหมุนพวงมาลัยไม่เกิน 200 N จงคำนวณออกแบบระบบบังคับเลี้ยวเพื่อหาอัตราทดของชุดเฟืองพวงมาลัยที่เหมาะสมสมมติให้ชุดเฟืองพวงมาลัยมีประสิทธิภาพ 70% [ตอบ $\zeta_g = 10.14 : 1$]
10. จงคำนวณระบบบังคับเลี้ยวในข้อ 6. โดยใช้พวงมาลัยเพาเวอร์แทน เมื่อรถยนต์มีมวล 2500 kg มุม $\beta = 20^\circ$ กระจบอกไฮโดรลิกที่เลือกใช้มีพื้นที่หน้าตัดด้านก้านสูบ 2 ตารางนิ้ว, ช่วงชัก 12 นิ้วและเครื่องยนต์มีความเร็วรอบเดินเบา 800 rpm จงหาความดันของปั๊มไฮโดรลิก, อัตราการไหลของปั๊มไฮโดรลิกและระยะเวลาในการหมุนเลี้ยวครบ 1 รอบอย่างสมบูรณ์ [ตอบ : $p_f = 565 \text{ psi}$, $Q = 3 \text{ gpm}$, $t = 2 \text{ s}$ โดยใช้กราฟ]
11. จงคำนวณระบบบังคับเลี้ยวในข้อ 8. โดยใช้พวงมาลัยเพาเวอร์แทน ถ้า $\beta = 20^\circ$ กระจบอกไฮโดรลิกที่เลือกใช้มีพื้นที่หน้าตัดด้านก้านสูบ 1.5 ตารางนิ้ว, ช่วงชัก 10 นิ้วและเครื่องยนต์มีความเร็วรอบเดินเบา 600 rpm จงหาความดันของปั๊มไฮโดรลิก, อัตราการไหลของปั๊มไฮโดรลิกและระยะเวลาในการหมุนเลี้ยวครบรอบอย่างสมบูรณ์ [ตอบ $p_f = 200 \text{ psi}$, $Q = 2.4 \text{ gpm}$, $t = 1.75 \text{ s}$]

แผนการสอน

บทที่ 4 เสถียรภาพในทางโค้ง

ความคิดหลัก

เสถียรภาพในการควบคุมทิศทางและคุณลักษณะในการสิ้นไกลไปทางด้านข้างของยานยนต์ที่วิ่งอยู่ในทางโค้งขึ้นอยู่กับแรงพลศาสตร์ทางด้านข้าง พฤติกรรมและผลของแรงพลศาสตร์ที่กระทำต่อยานยนต์ซึ่งมีผลต่อเสถียรภาพควรจะถูกศึกษาเป็นลำดับต่อมา

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์แรงพลศาสตร์ทางด้านข้างและผลของมันที่มีต่อเสถียรภาพของยานยนต์ในขณะที่วิ่งอยู่ในทางโค้ง เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. อธิบายพฤติกรรมและผลของแรงพลศาสตร์ที่มีต่อเสถียรภาพของยานยนต์ในขณะเลี้ยว
2. วิเคราะห์คำนวณหาแรงที่กระทำต่อยานยนต์ในขณะที่วิ่งอยู่ในทางโค้ง
3. วิเคราะห์คำนวณหาความเร็วต่ำสุด และสูงสุดที่ปลอดภัยของยานยนต์ในขณะเลี้ยว

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึก กัด

2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 4 เสถียรภาพในทางโค้ง

4.1 นำบท

ส่วนที่ 1 แรงพลศาสตร์ทางด้านข้าง

4.2 การกระจายแรงทางด้านข้าง

ส่วนที่ 2 เสถียรภาพในการไถลและการพลิกคว่ำ

4.3 แรงที่กระทำกับยานยนต์ในขณะเลี้ยว

4.4 ความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัย

4.5 ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัย

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด



เสถียรภาพในทางโค้ง

4.1 นำบท

เสถียรภาพในการควบคุมทิศทางและคุณลักษณะในการลื่นไถลไปทางด้านข้างของยานยนต์ที่วิ่งอยู่ในทางโค้งขึ้นอยู่กับสมดุลของแรงทางพลศาสตร์ทางด้านข้าง ธรรมชาติของแรงเหล่านี้ เช่นการกระจาย(Distribution) และผลของมุมที่มีต่อเสถียรภาพของยานยนต์จะถูกวิเคราะห์ในหัวข้อต่อไป

ส่วนที่ 1 แรงพลศาสตร์ทางด้านข้าง

ในกรณีการเคลื่อนที่เป็นเส้นโค้ง แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (ในอุดมคติแล้วจะกระทำที่จุดศูนย์กลางวงของยานยนต์) จะถูกสมดุลด้วยผลรวมของแรงปฏิกิริยาทางด้านข้าง ที่กระทำต่อล้อทั้งหมด คือ

$$C = mr_c \omega^2 = \frac{mv^2}{r_c} = \sum S \quad (4-1)$$

ในที่นี้ v คือความเร็วในการเคลื่อนที่แบบ Translation ของยานยนต์ที่มีมวล m , ω คือความเร็วเชิงมุม, r_c คือรัศมีความโค้งของทางโค้ง และ $\sum S$ คือผลรวมของแรงปฏิกิริยาทางด้านข้างทั้งหมด

เมื่อยานยนต์วิ่งเข้าทางโค้ง เปลี่ยนการเคลื่อนที่จากแนวเส้นตรงไปเป็นแนวเส้นโค้ง แรงปฏิกิริยาทางด้านข้างจะรับอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเชิงมุม $I\alpha$ สำหรับยานยนต์ที่มีโมเมนต์ความเฉื่อยพิกัดเชิงขั้ว I (รอบแกนในแนวตั้ง) มีระยะฐานล้อ (Wheelbase) L , สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ , และอัตราเร่งเชิงมุม α ความสัมพันธ์ระหว่างแรงทางด้านข้างกับอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเชิงมุม คือ

$$\sum S = \frac{I\alpha}{L} \leq W\mu \quad (4-2)$$

จะเห็นได้ว่ายานยนต์ที่มีโมเมนต์ความเฉื่อยน้อยจะตอบสนองต่อการควบคุมทิศทางเร็วกว่า ยานยนต์ที่มีโมเมนต์ความเฉื่อยมากจะตอบสนองการควบคุมทิศทางช้ากว่า ทำให้ไวต่อแรงที่ทำให้เสียสมดุลทุติยภูมิ (Secondary Disturbance) ลดลง ยานยนต์เช่นนี้มีแนวโน้มที่จะรักษาทิศทางในการเคลื่อนที่เดิมของมันไว้

การกระจายน้ำหนัก (ก่อนและหลัง) เป็นปัจจัยที่บ่งบอกถึงความเฉื่อยที่กักเก็บตัวของยานยนต์ ส่วนที่มีน้ำหนักมากควรจะอยู่ใกล้จุดศูนย์ถ่วงเพื่อให้มีโมเมนต์ความเฉื่อยน้อยที่สุด การควบคุมยานยนต์ เนื่องจากจะต้องพิจารณาถึงผลระหว่างการตอบสนองต่อการควบคุมทิศทางและเสถียรภาพในการควบคุมทิศทาง จึงต้องตัดสินใจในตอนสุดท้ายด้วยเรื่องของกระจายน้ำหนัก

4.2 การกระจายแรงทางด้านข้าง

สมการ(4-1)ให้ค่าของแรงทางด้านข้างที่ต้องใช้ในการสมดุลกับแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่กระทำต่อยานยนต์ แรงขับเคลื่อนและแรงห้ามล้อกระทำต่อล้อที่เลี้ยวและยังมีแรงอื่น ๆ ที่มีผลต่อการเคลื่อนที่กระทำที่จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ ซึ่งแรงทั้งหมดที่ทำให้เกิดองค์ประกอบ(Component) ของแรงทางด้านข้าง ซึ่งอาจจะเพิ่มเข้าไปหรือหักออกจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง แรงปฏิกิริยาทางด้านข้างของยางจะต้องสมดุลแรงลัพธ์ของแรงทั้งหลายเหล่านี้ได้

จากมุมมองของเสถียรภาพในการควบคุมทิศทาง การกระจายของแรงทางด้านข้างที่กระทำต่อล้อนั้นมีความสำคัญ ขีดจำกัดของการขับที่ปลอดภัยจะกำหนดได้จากล้อซึ่งเริ่มต้นที่จะลื่นไถล การวิเคราะห์เชิงเวกเตอร์ด้วยเทคนิคทางกราฟ จะให้วิธีการกระจายของแรงทางด้านข้าง วิธีที่แสดงไว้นี้เป็นสำหรับยานยนต์ที่มีมวล 1815 kg (กระจายลงล้อหน้าและล้อหลังเท่ากัน) กำลังวิ่งเข้าโค้งซึ่งมีรัศมีความโค้ง $r_c = 6.096$ m ด้วยความเร็ว 8 km/h หรือ 2.22 m/s

4.2.1 ยานยนต์ที่ความเร็วคงที่ ในตัวอย่างนี้ ไม่คิดความต้านทานการกลิ้งของยานยนต์ และสมมติว่ามีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเพียงอย่างเดียวกระทำต่อยานยนต์ จากสมการ (4-1) จะได้

$$C = \frac{(1815)(2.22)^2}{(6.096)} = 1467N \quad (4-3)$$

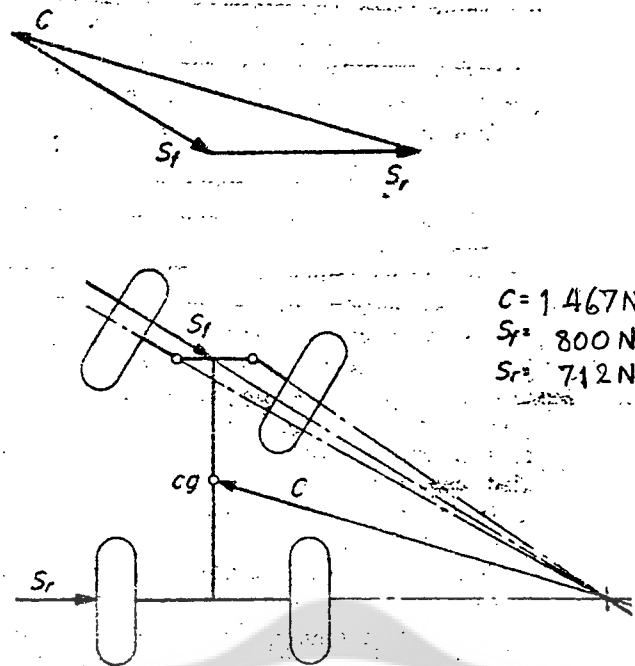
แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง C กระทำผ่านจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ จะถูกสมดุลด้วยแรงผลักดันทางด้านข้างที่ล้อหน้าและล้อหลัง ดูรูปที่ 4.1 จะเห็นว่าเมื่อรัศมีการเลี้ยวเพิ่มขึ้น ผลรวมทางเวกเตอร์

$$C = S_f \rightarrow S_r$$

มีค่าใกล้เคียงผลรวมทางพีชคณิต คือ

$$C = S_f + S_r$$

ในกรณีง่าย ๆ เช่นนี้ไม่คิดความแตกต่างของทิศทางของล้อที่เลี้ยวด้านซ้าย และด้านขวา ผลของความผิดพลาดในการทำให้ง่ายขึ้นแบบนี้มีค่าน้อย ถ้ารัศมีความโค้งยาวมาก ๆ จะเห็นได้ว่าการเลี้ยวด้วยล้อหลังในกรณีที่ทำให้ง่ายขึ้นแบบนี้จะให้การกระจายของแรงทางด้านข้างที่ล้อนี้อาจมีค่าเท่ากันทั้ง 2 ข้าง เพราะว่าผลของทิศทางการขับไม่ได้ปรากฏอยู่ในรายการคำนวณ



รูปที่ 4.1 การกระจายแรงผลักดันต่อล้อหน้าและล้อหลังของยานยนต์ที่วิ่งในทางโค้ง ในกรณีง่าย ๆ เช่นนี้จะสมมติว่ามีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเพียงอย่างเดียวเท่านั้น (ความต้านทานการกลิ้งไม่นำมาพิจารณา)

4.2.2 ยานยนต์ที่มีอัตราเร่ง ในกรณีนี้มีแรงต่อไปนี้กระทำต่อยานยนต์ คือ แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง $C = 1467 \text{ N}$ (เท่ากับกรณีที่ทำให้ง่ายขึ้นในหัวข้อที่แล้ว) ความต้านทานการกลิ้งรวม $R_r = Wf = (1815 \times 9.81)(0.02) = 356 \text{ N}$ สมมติว่ามีอัตราเร่ง 0.9144 m/s^2 แรงเฉื่อย $R_i = ma = 1815 \times 0.9144 = 1660 \text{ N}$

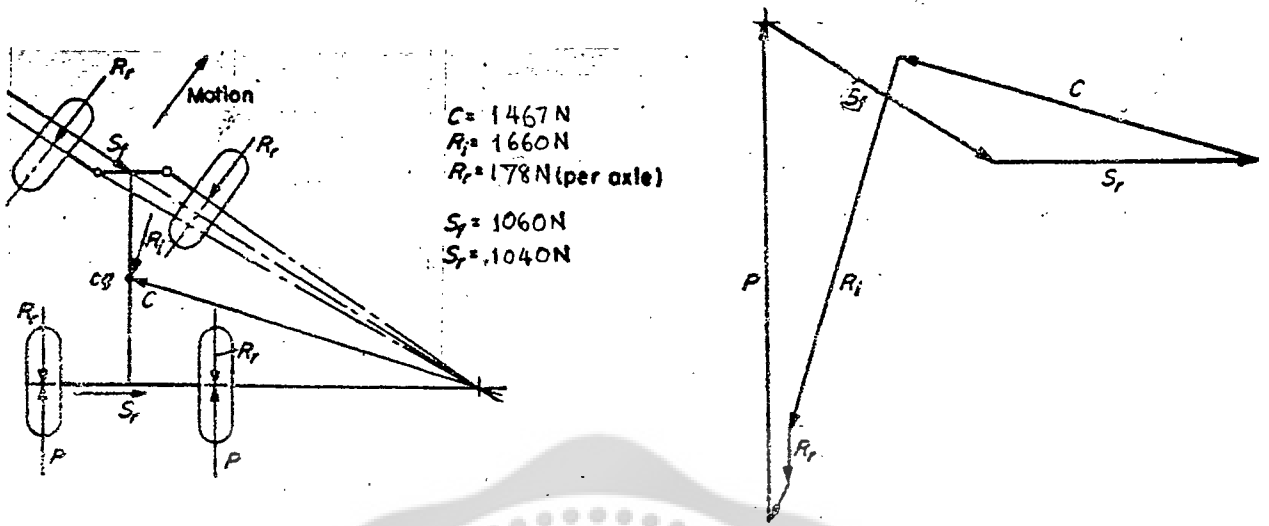
ในที่นี้ไม่คิดความต้านทานของทางลาดชัน และความต้านทานของอากาศ

วิธีการที่ใช้ในการคำนวณได้แสดงไว้ 2 กรณี คือ

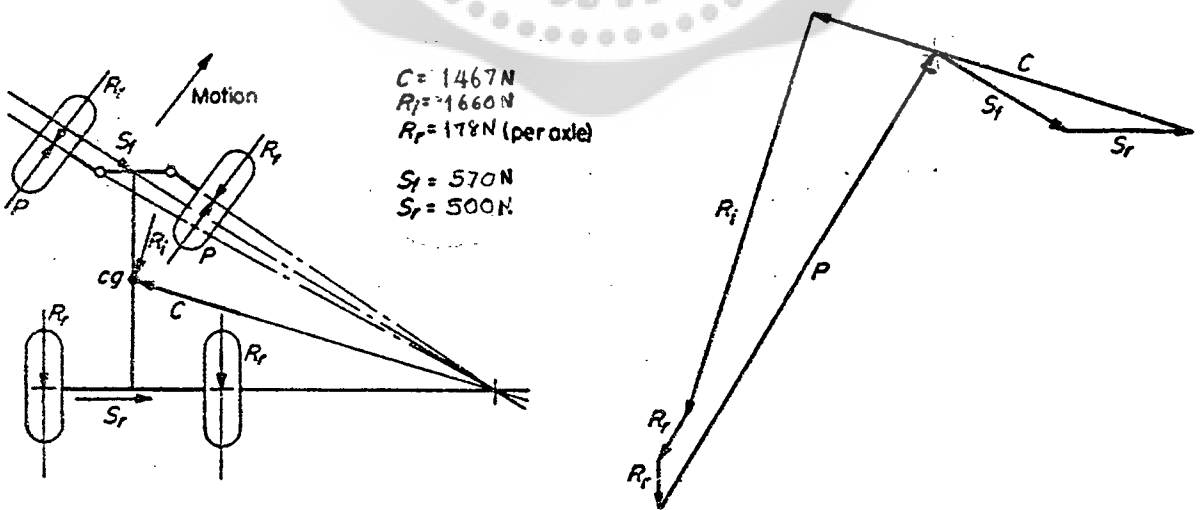
1. ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง โดยเลี้ยวด้วยล้อหน้า รูปที่ 4.2
2. ขับเคลื่อนล้อหน้า โดยเลี้ยวด้วยล้อหน้า รูปที่ 4.3

เมื่อเปรียบเทียบแรงทางด้านข้างซ้าย S_l และ S_r กับผลของกรณีที่คิดแบบง่าย ๆ (รูปที่ 4.1) จะเห็นได้ว่าสำหรับรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง แรงที่กระทำที่จุดศูนย์กลางถ่วงและความต้านทานการกลิ้งของล้อหน้าทั้งหลายจะทำให้เกิดองค์ประกอบของแรงทางด้านข้างซึ่งทำให้แรงปฏิกิริยาทางด้านข้างเพิ่มมากขึ้น สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้านั้นตรงกันข้าม แรงขับเคลื่อนกระทำในทิศทางการกลิ้งของล้อที่เลี้ยว มีผลให้แรงทางด้านข้างเพิ่มขึ้นมากพอสมควร ภายใต้สภาวะการขับที่เดียวกัน ยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังจะมีแรงทางด้านข้างที่กระทำต่ออย่างมากกว่ายานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า สภาวะการวิ่งเช่นนี้เป็นที่รู้จักกันดีในแง่เสถียรภาพในทางโค้งของยานยนต์ที่ขับเคลื่อนล้อหน้าเลี้ยวล้อหน้า

ยานยนต์ประเภทอื่น ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ยานยนต์ที่เลี้ยวล้อหลัง, ขับเคลื่อน 4 ล้อ และเลี้ยว 4 ล้อจะสามารถวิเคราะห์ด้วยวิธีการแบบนี้ได้ด้วยเช่นกัน



รูปที่ 4.2 แรงผลักดันทางด้านข้างที่กระทำต่อยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังในขณะที่เคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่ง
 องค์ประกอบทางด้านข้างของความต้านทานการกลิ้งและแรงเฉื่อยของอัตราเร่งทำให้ปฏิกิริยาทางด้านข้าง
 ของยางเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 4.3 การกระจายแรงทางด้านข้างต่อยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าในขณะที่เคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่ง
 แรงขับเคลื่อนกระทำในทิศทางของการกลิ้งของล้อหน้าทีเดียวทำให้แรงผลักดันทางด้านข้างลดลงไปมากพอสมควร

ส่วนที่ 2 เสถียรภาพในการไถลและการพลิกคว่ำ

4.3 แรงที่กระทำกับยานยนต์ในขณะเลี้ยว

ภายใต้สภาวะการณืบางกรณีซึ่งแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นในขณะยานยนต์วิ่งในทางโค้งสูงกว่าความสามารถในการเลี้ยวของยาง ยานยนต์อาจเกิดการลื่นไถลออกไปทางด้านข้าง หรือพลิกคว่ำก็ได้ สภาวะเหล่านี้จะถูกนำมาวิเคราะห์สำหรับกรณีทั่วไปของยานยนต์ที่วิ่งเข้าทางโค้งที่เอียงยกกระดืบ (มี Bank) ซึ่งมีรัศมีความโค้ง r_c ด้วยความเร็ว v การกระจายของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางต่อล้อจะสมมติว่าเป็นสัดส่วนกับการกระจายภาระในแนวรัศมี

รูปที่ 4.4 แสดงสภาวะนี้ไว้ ชิดจำกัดของแรงปฏิกิริยาทางด้านข้างถูกกำหนดด้วยแรงเสียดทานที่พื้นกระทำกับยาง ดังนั้น จะมีค่าเป็น

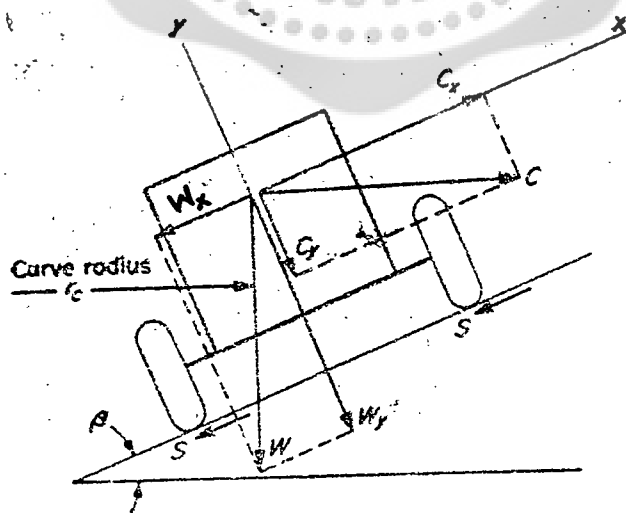
$$\sum S_{\max} = \mu_s (C_y + W_y) \quad (4-4)$$

เมื่อ C_y คือแรงย่อยของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางในแนวแกน y W_y คือแรงย่อยในแนวแกน y ของน้ำหนักยานยนต์ และ μ_s คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถล

เพื่อป้องกันไม่ให้นานยนต์ไถลไปทางด้านข้าง แรงลัพธ์ของของแรงทั้งหลายที่กระทำในแนวแกน x จะต้องไม่มากกว่าค่าแรงปฏิกิริยาเสียดทานทางด้านข้าง หรือ

$$(\pm W_x \mp C_x) \leq \mu_s (C_y + W_y) \quad (4-5)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (และความเร็วในการขับเคลื่อน) กับมุมเอียง β จะหาได้จากสมการ (4-5) โดยแสดงในรูปเป็นฟังก์ชันของ β สภาวะที่ขับเคลื่อนในโค้งโดยไม่ลื่นไถลจะคำนวณออกมาได้จากความสัมพันธ์ดังกล่าว



รูปที่ 4.4 การสมดุลของแรงที่กระทำยานยนต์ที่เคลื่อนที่ในทางโค้งที่เอียงยกกระดืบรับการเลี้ยว ยานยนต์จะไถลออกไปทางด้านข้างออกนอกโค้ง ถ้าแรงลัพธ์ของแรงที่กระทำในทิศทาง x มากเกินกว่าแรงปฏิกิริยาเสียดทานทางด้านข้างสูงสุด

4.4 ความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัย

ยานยนต์จะต้องรักษาความเร็วต่ำสุดค่าหนึ่งไว้เพื่อป้องกันไม่ให้ไถลตกลงมาจากทางโค้งเอียง สมการการสมดุลซึ่งหามาจากสมการ (4-5) จะเป็น

$$\mu_s(C \sin \beta + W \cos \beta) \geq C \cos \beta - W \sin \beta \quad (4-6)$$

หลังจากแทนค่าแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง C ในสมการ (4-1) ลงไป ความเร็วต่ำสุดที่จะป้องกันไม่ให้ไถลลงมาตามความเอียงของทางโค้งคือ

$$v_{s \min} = \left[\frac{g r_c (\tan \beta - \mu_s)}{(1 + \mu_s \tan \beta)} \right]^{1/2} \quad (4-7)$$

สมการนี้สามารถทำให้ง่ายขึ้นต่อไปโดยแทนค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_s ด้วยค่า Tangent ของมุมความฝืด เมื่อ

$$\begin{aligned} \phi &= \tan^{-1} \mu_s \\ \mu_s &= \tan \phi \end{aligned} \quad (4-8)$$

สำหรับคอนกรีตแห้ง $\mu_s = 0.75$ และมุมความฝืด $\phi = 37$ องศา แทนค่าสมการ (4-8) ลงในสมการ (4.7) จะได้ความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัยคือ

$$v_{s \min} = [g r_c \tan(\beta - \phi)]^{1/2} \quad (4-9)$$

หรือกล่าวได้ว่า ความเร็วต่ำสุดเป็นสัดส่วนกับค่า Tangent ของความแตกต่างของมุมทางโค้งที่เอียงยกระดับกับมุมของความฝืด

การใช้งานที่น่าสนใจของสมการนี้คือ กรณีขั้วรถโตเม็นิ่งกลมในแนวตั้ง ความเร็วต่ำสุดจะหาได้โดยแทนค่า $\beta = 90$ องศา ลงในสมการ (4-9)

นอกจากนี้ มุมเอียงยกระดับที่ทำให้ยานยนต์ที่อยู่กับที่เริ่มไถลลงมาตามพื้นทางเอียงจะหาได้จาก การแทนค่า $v = 0$ ลงในสมการ (4-7) ในกรณีนี้ $\tan \beta = \mu_0$ เพราะว่ารระบบอยู่กับที่ จึงต้องใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสถิต ค่า $\mu_0 = 0.8$ สำหรับคอนกรีตแห้ง ยานยนต์ที่จอดอยู่บนทางเอียงจะเริ่มไถลลงมาตามทางเอียงที่มุม $\beta = 39$ องศา

4.5 ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัย

เสถียรภาพของยานยนต์ที่เคลื่อนที่อยู่ในทางโค้งเอียงด้วยความเร็วสูงมีอยู่ 2 สภาวะ คือ

1. ความเร็วต้องไม่มากเกินไปจนทำให้ยานยนต์ไถลขึ้นไปตามทางเอียงของโค้ง และ
2. ความเร็วต้องไม่มากเกินไปจนยานยนต์พลิกคว่ำโดยใช้ล้อด้านนอกเป็นจุดหมุน

ทั้ง 2 กรณีนี้มีการวิเคราะห์ดังต่อไปนี้

4.5.1 การไถล สมการการสมดุลสำหรับกรณีที่ยานยนต์มีแนวโน้มที่จะไถลขึ้นไปตามทางเอียงของโค้ง คือ

$$\mu_s(C \sin \beta + W \cos \beta) \geq C \cos \beta - W \sin \beta \quad (4-10)$$

เมื่อ

$$C = \frac{mv^2}{r_c}$$

หลังจากจัดรูปให้ง่ายขึ้น จะได้

$$v_{s \max} = \left[\frac{g r_c (\tan \beta + \mu_s)}{(1 - \mu_s \tan \beta)} \right]^{1/2} \quad (4-11)$$

และเนื่องจากมุมความฝืดมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดย

$$\mu_s = \tan \phi$$

ดังนั้น

$$v_{s \max} = [g r_c \tan(\beta + \phi)]^{1/2} \quad (4-12)$$

เพราะฉะนั้น ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยเป็นสัดส่วนกับค่า Tangent ของผลบวกของมุมเอียงของทางโค้งเอียงกับมุมความฝืด เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นจนถึงอนันต์ (Infinity) ($v = \infty$) จากสมการ (4-10) จะเห็นได้ว่ามุมเอียงของทางโค้งจะต้องมีค่าไม่เกิน

$$\beta = \cot^{-1} \mu_s \quad (4-13)$$

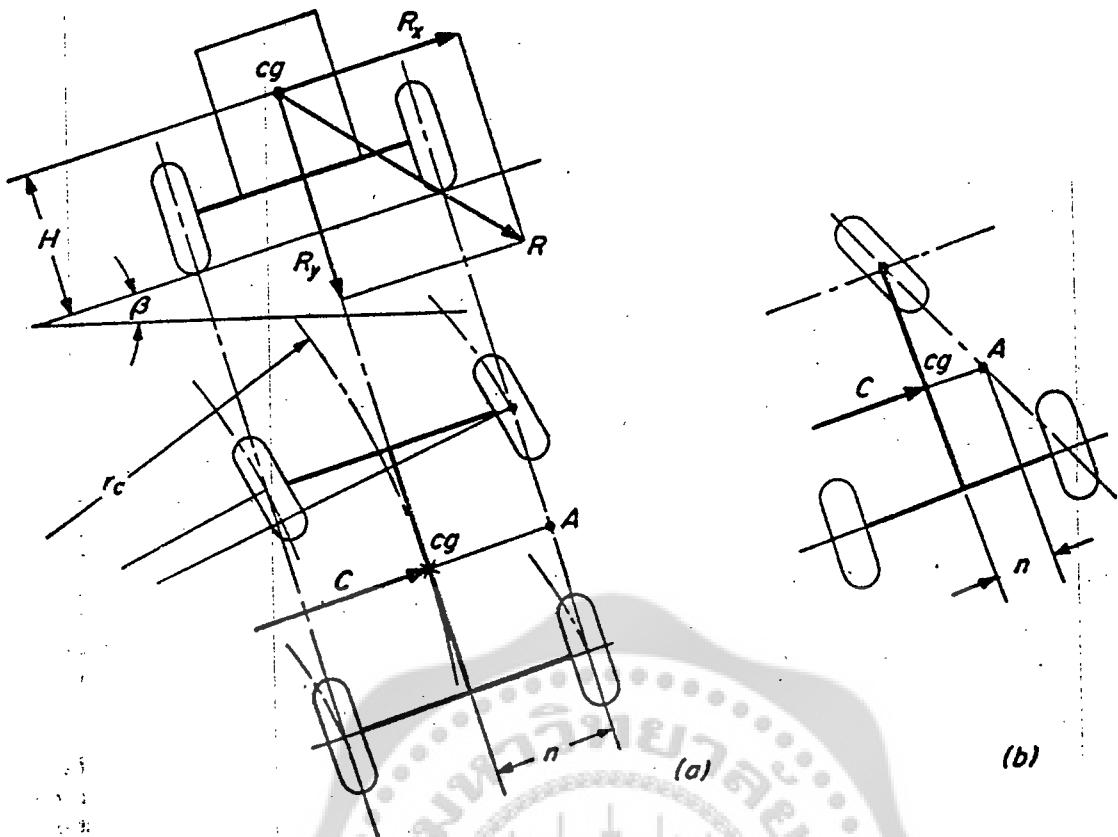
สำหรับกรณีในสมมติฐาน ซึ่งไม่มีความฝืด เมื่อต้องการหาค่าของมุมเอียงของทางโค้งที่ยังทำให้สามารถขับรถได้อย่างปลอดภัย ในกรณีเช่นนี้ แรงลัพธ์ของแรงทั้งหลายจะตั้งฉากกับผิวถนน แทนค่า $\mu_s = 0$ ลงในสมการ (4-10) มุมเอียงในอุดมคติจะกลายเป็น

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v^2}{g r_c} \right) \quad (4-14)$$

ในกรณีนี้แรงเสียดทานทางด้านข้าง เป็นสิ่งที่ไม่จำเป็น และค่าของความเร็วสูงสุดกับความเร็วต่ำสุดจะมีค่าเท่ากัน

จัดรูปสมการ (4-12) ให้ง่ายขึ้น สำหรับกรณีของพื้นราบ ($\beta = 0$)

$$v_{s \max} = (g r_c \mu_s)^{1/2} \quad (4-15)$$



รูปที่ 4.5 เติยรภาพต่อการพลิกคว่ำของยานยนต์ 3 ล้อ และ 4 ล้อ ในทางโค้งที่เอียงยกระดับ รับการเลี้ยวยังคงมีอยู่ ถ้าแรงลัพท์ R ผ่านด้านในของจุด A

4.5.2 การพลิกคว่ำ เมื่อแรงลัพท์ของแรงในแนวตั้งกับแนวระดับผ่านจุดที่ล้อด้านนอกสัมผัสกับพื้น (จุด A , ในรูปที่ 4.5) ยานยนต์จะเริ่มเกิดการพลิกคว่ำ สมดุลโมเมนต์รอบจุด A จะได้

$$n R_y - H R_x = 0 \quad (4-16)$$

เมื่อ n คือระยะทางฉายระหว่าง A กับจุดศูนย์ถ่วง และ R_x กับ R_y เป็นแรงในแนวแกน x และแนวแกน y และแรงทั้ง 2 องค์ประกอบนี้มีค่าเป็น

$$R_x = C \cos \beta - W \sin \beta \quad (4-17)$$

$$R_y = C \sin \beta + W \cos \beta \quad (4-18)$$

หลังจากแทนค่าผลลัพท์นี้ลงในสมการ (4-16) ความเร็ววิกฤติที่จะเกิดการพลิกคว่ำคือ

$$v_{t \max} = \left[\frac{g r_c (n + H \tan \beta)}{(H - n \tan \beta)} \right]^{1/2} \quad (4-19)$$

จัดรูปให้ง่ายขึ้นสำหรับพื้นราบ ($\beta = 0$) จะได้

$$v_{t \max} = \left(g \frac{r_c n}{H} \right)^{1/2} \quad (4-20)$$

เปรียบเทียบสมการ (4-11) กับ (4-20) ว่าการลื่นไถลกับการพลิกคว่ำ อะไรเกิดขึ้นก่อนกัน เมื่อความเร็วของยานยนต์เพิ่มมากขึ้น จะเห็นได้ว่าจะเกิดการลื่นไถลก่อนที่จะเกิดการพลิกคว่ำ นั่นคือ $v_{l, \max} > v_{s, \max}$ สำหรับกรณีที่เป็นพื้นราบจะได้เงื่อนไข

$$\frac{n}{H} > \mu_s \quad (4-21)$$

ในสมการที่ผ่านมา เราสมมติว่ายานยนต์วิ่งด้วยความเร็วคงที่ไม่มีแรงขับเคลื่อนหรือแรงห้ามล้อถูกถ่ายทอดไป และแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางกระจายลงบนเพลานิสต์ส่วนเดียวกันกับน้ำหนักสถิตบนเพลลา ถ้าไม่เป็นไปตามกรณีนี้ จะต้องหาแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่กระทำต่อเพลลาแต่ละเพลลา และจะหาความปลอดภัยจากการไถลสำหรับล้อแต่ละล้อ ทีละล้อ แยกออกจากกัน ล้อที่มีแรงพลศาสตร์ลดน้อยลง (เนื่องจากความชันของเนินเขา หรือลากรถพ่วง ฯลฯ) จะเริ่มต้นไถลก่อน สถานะอื่น ๆ ก็เหมือนกัน ล้อที่ขับเคลื่อนหรือถูกห้ามล้อโดยมีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ ประสิทธิภาพต่ำจะเริ่มไถลก่อน นอกจากนี้ สำหรับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ_s เฉพาะค่าเช่นนี้เท่านั้นที่สามารถนำมาใช้สำหรับแรงทางด้านข้างที่ยังคงมีอยู่หลังจากถูกแรงขับเคลื่อนหรือแรงหน่วงลอบออกไปทางเวกเตอร์แล้ว สิ่งที่น่าสนใจก็คือ ค่าความเร็ววิกฤติทุกค่าเป็นอิสระจากน้ำหนักของยานยนต์

เมื่อยานยนต์เพิ่มความเร็วมากขึ้น ตามปกติจะเกิดการไถลขึ้นก่อนเกิดการพลิกคว่ำสำหรับรถเก๋งส่วนใหญ่ แต่สำหรับรถบรรทุกซึ่ง H มีค่ามาก อาจจะมีการพลิกคว่ำขึ้นก่อนก็ได้

คุณสมบัติในการพลิกคว่ำของยานยนต์ 4 ล้อซึ่งเพลลาเลี้ยวถูกยึดด้วยแกนหมุน (Pivot Steering Axle) นั้นคล้ายคลึงกับยานยนต์ 3 ล้อ ในกรณีเช่นนี้จุดหมุนซึ่งอยู่ที่ตรงกลางเพลลา จะเป็นจุดรองรับประสิทธิผลที่ด้านทานการการพลิกคว่ำ ไม่ใช่ที่ล้อ

ตัวอย่างที่ 4.1 รถยนต์ซึ่งมีมวล 1200 kg คันหนึ่ง มีระยะฐานล้อ $L = 2500$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1200$ mm สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_f = 0.55L, H = 0.35L$ และ $n = 0.5S$ วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกกระดืบเป็นมุม 43° โดยมีรัศมีความโค้ง 50 m ถ้าพื้นทางโค้งเป็นคอนกรีตเปียก จงหาความเร็วต่ำสุดและสูงสุดที่ปลอดภัยโดยจะไม่เกิดการลื่นไถล และความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยโดยจะไม่เกิดการพลิกคว่ำ

วิธีทำ ความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัยโดยไม่เกิดการลื่นไถลบนถนนคอนกรีตเปียก $\mu_s = 0.7, \phi = 35^\circ$

$$\begin{aligned} v_{s, \min} &= \left[\frac{g r_c (\tan \beta - \mu_s)}{(1 + \mu_s \tan \beta)} \right]^{1/2} = [g r_c \tan(\beta - \phi)]^{1/2} \\ &= [9.81 (50) \tan(43^\circ - 35^\circ)]^{1/2} = 8.3 \text{ m/s} = 29.9 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ} \end{aligned}$$

ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยโดยไม่เกิดการลื่นไถลบนถนนคอนกรีตเปียก

$$v_{s \max} = \left[\frac{g r_c (\tan \beta + \mu_s)}{(1 - \mu_s \tan \beta)} \right]^{1/2} = [g r_c \tan(\beta + \phi)]^{1/2}$$

$$= [9.81 (50) \tan(43^\circ + 35^\circ)]^{1/2} = 48.04 \text{ m/s} = 172.9 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ}$$

ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยโดยไม่เกิดการพลิกคว่ำบนถนนคอนกรีตเปียก

$$v_{t \max} = \left[\frac{g r_c (n + H \tan \beta)}{(H - n \tan \beta)} \right]^{1/2} = \left[\frac{9.81(50)(0.6 + 0.35 \times 2.5 \tan 43^\circ)}{(0.35 \times 2.5 - 0.6 \tan 43^\circ)} \right]^{1/2}$$

$$= 46.92 \text{ m/s} = 168.9 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ}$$

เอกสารอ้างอิง

1. Meriam , J.L. Mechanics Part II : Dymanics 2nd Ed., John Wiley & Sons, 1959.
2. Steeds, W. Mechanics Of Road Vehicles, Iliffe & Sons , London 1960.
3. Taborek , Saroslav J. Mechanics of Vehicles, Preceding Articles in MACHINE DESIGN, Extra Copies, 1958.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Ellis, J.R. "Chapter 3 The Control and Stability of Basic Rigid Vehicles" Vehicle Handling Dynamics, Mechanical Engineering Publication, London, 1994.
2. Gillespie, Thomas D. "Chapter 6 Steady - state Connering" Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automation Engineers , Warrendale, 1992.
3. Milliken , William F. and Milliken , Douglas L "Chapter 5 Simplified Steady State Stability and Control" Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers , Warrendale , 1995.
4. Rimpell, J. and Stoll , H. "Chapter 3 Axle Kinematics and Elastokinematics" The Automotive Chassis : Engineering Principles, Society of Automotive Engineers. Warrendale, 1996.
5. Wong, J.Y. "Chapter 5 Handling Characteristics of Road Vehicles : Theory of Ground Vehicles, 2nd Ed., John Wiley & Sons , New York , 1993.

แบบฝึกหัด บทที่ 4

1. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1800 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่หน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะ 0.45 L และอยู่สูงจากพื้นเป็นระยะ 0.35 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อของรถยนต์คันนี้ วิ่งเข้าโค้งซึ่งมีรัศมีความโค้ง 12 m ด้วยความเร็ว 20 km/h ถ้ารถคันนี้มีระยะฐานล้อ $L = 2$ m ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและด้านขวา (Wheel Track) $S = 1.5$ m จงหา

1. แรงทางด้านข้าง S_x และ S_y ในกรณีที่วิ่งเข้าโค้งในทางราบด้วยความเร็วคงที่
2. แรงทางด้านข้าง S_x และ S_y ในกรณีที่วิ่งเข้าโค้งในทางราบด้วยอัตราเร่ง 1.2 m/s^2

เมื่อเป็นรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังแล้วด้วยล้อหน้า สมมติให้แรงขับเคลื่อน P มีขนาดเท่ากับผลรวมทางเวกเตอร์ของความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานความเฉื่อยเท่านั้น

2. จงแก้ปัญหาโจทย์ข้อ 1. สำหรับรถยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าแล้วด้วยล้อหน้า

3. จงหาความเร็วต่ำสุดที่ปลอดภัยสำหรับรถยนต์ที่วิ่งไต่ผืนลาดในแนวตั้งที่ทำจากคอนกรีต ซึ่งมีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 50 เมตร [ตอบ $V_{s,\min} = 65 \text{ km/h}$]

4. จงหามุมเอียงยกกระดานของทางโค้งที่จะทำให้รถยนต์ที่จอดอยู่กับที่เริ่มที่จะไถลลงมาตามพื้นเอียงของทางโค้ง ถ้าทางโค้งยกกระดานนั้นเป็นคอนกรีตและอยู่ในสภาวะเปียก [ตอบ $\mu_0 = 0.8, \beta = 39^\circ$]

5. ถ้ารถยนต์ในข้อ 1. วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกกระดานเป็นมุม 20 องศา โดยมีรัศมีความโค้ง 25 เมตร ถ้าทางโค้งนั้นเป็นคอนกรีตที่อยู่ในสภาวะแห้ง จงหา

1. ความเร็วสูงสุดที่รถยนต์คันนี้จะเกิดการลื่นไถล [ตอบ 70 km/h]
2. ความเร็วสูงสุดที่รถยนต์คันนี้จะเกิดการพลิกคว่ำ [ตอบ 86.5 km/h]

6. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1200 Kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง 0.55 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อและอยู่สูงจากพื้นถนนเป็นระยะทาง 0.30L เมื่อ $L=3.0$ m และระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายกับล้อข้างขวา = 1.2m ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าแล้วด้วยล้อหน้า วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกกระดานเป็นมุม 45° โดยทางโค้งมีรัศมีความโค้ง 35m และเป็นพื้นคอนกรีตเปียก ($\mu_s=0.7$) จงหาความเร็วต่ำสุดและสูงสุดที่ปลอดภัยของรถยนต์คันนี้ที่จะไม่เกิดการลื่นไถล [ตอบ $V_{s,\min} = 28 \text{ km/h}, V_{s,\max} = 159 \text{ km/h}$]

7. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง 0.55 L และอยู่สูงจากพื้นถนนเป็นระยะทาง 0.25 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อมีค่า $L = 3.0$ m และระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายกับล้อข้างขวาเท่ากับ 1.25 m ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังเดี่ยวด้วยล้อหน้า วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกระดับเป็นมุม 15° โดยทางโค้งมีรัศมีความโค้ง 50 m และเป็นคอนกรีตแห้ง ($\mu_s = 0.75$) จงหาความเร็วสูงสุดที่รถยนต์คันนี้จะเกิดการลื่นไถลและเกิดการพลิกคว่ำเป็น Km/h [ตอบ $V_{s,min} = 90$ km/h, $V_{t,max} = 95$ km/h]
8. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1300 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ตรงตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $n = 0.5$ S เมื่อ L คือระยะฐานล้อ มีค่า $L = 2750$ mm และ S คือ ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา มีค่า $S = 1200$ mm และรถคันนี้สูง 1400 mm วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกระดับเป็นมุม 45° โดยมีรัศมีความโค้ง 50 m ถ้าพื้นทางโค้งเป็นคอนกรีตเปียก ($\mu_s = 0.7$) จงหาความเร็วต่ำสุดและสูงสุดที่ปลอดภัยที่จะไม่เกิดการลื่นไถล และความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยที่จะไม่เกิดการพลิกคว่ำ [ตอบ $V_{s,min} = 33.5$ km/h, $V_{s,max} = 189.9$ km/h, $V_{t,max} = 165.5$ km/h]
9. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกระดับเป็นมุม 25 องศา โดยมีรัศมีความโค้ง 30 m ถ้าทางโค้งนั้นเป็นคอนกรีตแห้ง ($\mu_s = 0.75$) และจุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้อยู่ระหว่างกึ่งกลาง Wheel Track พอดีและอยู่ด้านหน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะทาง $L_r = 0.45 L$ เมื่อ L คือ Wheel base มีค่า $L = 2.8$ m และ Wheel Track $S = 1.25$ m จงหาความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วง H ของรถยนต์คันนี้ที่จะทำให้ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยในการพลิกคว่ำมีค่าเท่ากับความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยในการลื่นไถลพอดี [ตอบ $H = 833.5$ mm]
10. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg วิ่งเข้าโค้งที่เอียงยกระดับเป็นมุม 25 องศา โดยมีรัศมีความโค้ง 30 m ถ้าทางโค้งนั้นเป็นคอนกรีตแห้ง ($\mu_s = 0.75$) และจุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้อยู่ระหว่างกึ่งกลาง Wheel Track พอดี และอยู่ด้านหน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะทาง $L_r = 0.45 L$ และสูง $H = 0.30 L$ เมื่อ L คือ Wheel base มีค่า $L = 2.8$ m จงหา Wheel Track ของรถยนต์คันนี้ที่จะทำให้ความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยในการพลิกคว่ำมีค่าเท่ากับความเร็วสูงสุดที่ปลอดภัยในการลื่นไถลพอดี [ตอบ $S = 1260$ mm]

แผนการสอน

บทที่ 5 ความต้านทานการเคลื่อนที่

ความคิดหลัก

การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องรู้ความต้านทานการเคลื่อนที่หรือแรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์ การหาขนาดของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ คุณลักษณะของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ และความสัมพันธ์ของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่มีผลต่อสมรรถนะของยานยนต์ ควรจะต้องศึกษาเป็นลำดับต่อมา

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์หาแรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์ เข้าใจถึงคุณลักษณะ และความสัมพันธ์ที่แรงต้านทานมีต่อสมรรถนะของยานยนต์ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาความต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์
2. วิเคราะห์คำนวณหาแรงขับเคลื่อน และกำลังที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนยานยนต์
3. อธิบายคุณลักษณะของความต้านทานการเคลื่อนที่ต่างๆ ปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อความต้านทานการเคลื่อนที่ และสมรรถนะของยานยนต์

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ

3. แบบจำลองรถยนต์ และเครื่องทดสอบหาสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 5 ความต้านทานการเคลื่อนที่

- 5.1 นำบท
- 5.2 กำลังในการขับเคลื่อน
- 5.3 ความต้านทานการกลิ้ง
- 5.4 ปัจจัยที่มีผลต่อความต้านทานการกลิ้ง
- 5.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง
- 5.6 ความต้านทานของความลาดชัน
- 5.7 ความต้านทานของอากาศ
- 5.8 ความต้านทานของความเฉื่อย
- 5.9 มวลเทียบเท่า
- 5.10 ความต้านทานของระบบส่งกำลัง
- 5.11 สมรรถนะของยานยนต์
- 5.12 สรุปคุณลักษณะของแรงต้านทานการเคลื่อนที่

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

ความต้านทานการเคลื่อนที่

5.1 นำบท

กำลังจะถูกใช้ไปในขณะที่ยานยนต์เคลื่อนที่โดยมีแรงต้านทาน ในกรณีที่ยานยนต์เร่งขึ้นทางลาดชัน แรงหรือความต้านทานที่ต่อต้านการเคลื่อนที่ของยานยนต์ คือ

1. ความต้านทานการกลิ้ง
2. ความต้านทานของทางลาดชัน
3. ความต้านทานของอากาศ
4. ความต้านทานของความเฉื่อย และ
5. ความต้านทานของระบบส่งกำลัง

ในหัวข้อต่อไปนี้จะกล่าวถึงการหาขนาดและคุณลักษณะของแรงที่ต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหลาย และความสัมพันธ์ของแรงเหล่านี้ที่มีต่อสมรรถนะของยานยนต์ การพิจารณาแรงเช่นนี้จะมีความสำคัญมากเกี่ยวกับการวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์

5.2 กำลังในการขับเคลื่อน

การทำให้ยานยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว v (m /s) โดยมีแรงต้านทานใดๆ $\sum R_x$ (N) กระทำ จะต้องถ่ายทอดกำลัง N_x (W) ไปสู่ล้อขับ ขนาดของกำลัง (เป็น W) จะหาได้จาก

$$N_x = \sum R_x \cdot v \quad (5-1)$$

ที่กรณีใด ๆ ผลรวมของแรงต้านทานทั้งหมด $\sum R_x$ อยู่ในสภาวะสมดุลกับแรงขับเคลื่อน P ,ซึ่งถ่ายทอดเป็นแรงบิด M_d กระทำต่อล้อขับ การสมดุลแรงเช่นนี้ แสดงได้เป็น

$$M_d / r = P = \sum R_x \quad (5-2)$$

เมื่อ r คือรัศมีการกลิ้งของล้อขับ

5.3 ความต้านทานการกลิ้ง

แรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่สำคัญที่สุดคือความต้านทานการกลิ้ง ในขณะที่ความต้านทานอื่น ๆ จะเกิดขึ้นภายใต้การเคลื่อนที่ที่แน่นอนอันหนึ่ง แต่ความต้านทานการกลิ้งเกิดขึ้นตั้งแต่ล้อเริ่มที่จะหมุน ยิ่งไปกว่านั้น ความต้านทานการกลิ้งมีคุณลักษณะที่ไม่พึงปรารถนาอื่นๆ คือ ส่วนใหญ่ของกำลังที่ถ่ายทอดให้แก่ล้อที่กลิ้งไป จะเปลี่ยนรูปไปเป็นความร้อนอยู่ในยาง ด้วยเหตุนี้อุณหภูมิที่สูงขึ้นจะไปลดทั้งความต้านทานการสึกหรอ และ Flex Fatigue ของวัสดุที่ใช้ทำยาง และกลายเป็นขีดจำกัดของสมรรถนะของยาง

ความแตกต่างขั้นพื้นฐานออกไปจากแหล่งความต้านทานสำหรับล้อที่แข็งแกร่ง (ในบทที่ 2) แหล่งของความต้านทานการกลิ้งของยางสุบลมคือ

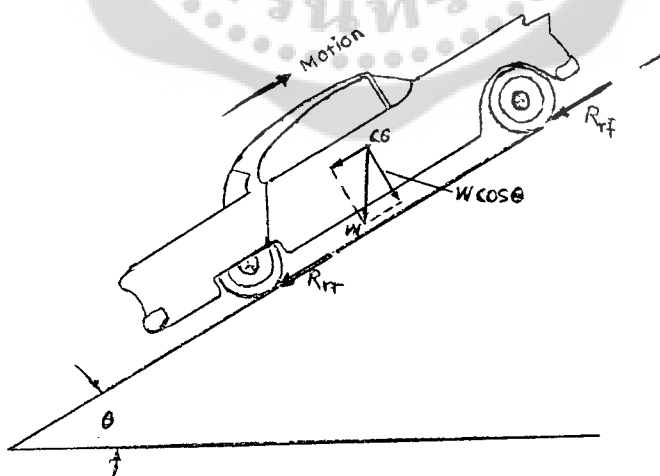
1. งานที่กระทำด้วยการยืดหยุ่นของวงล้อยาง เมื่อยางผ่านจุดสัมผัสกับถนน
2. งานที่กระทำโดยล้อจมหรือกดลงบนพื้นถนน
3. งานที่กระทำโดยการเคลื่อนที่เนื่องจากความผิด จากสาเหตุยางลื่นไถล
4. ความผิดที่เกิดจากอากาศหมุนวนเวียนข้างในของยาง และ Fan Effect ของล้อที่หมุนไป ที่มีต่อ

อากาศภายนอก

ปัจจัย 2 ประการแรกของปัจจัยเหล่านี้ เป็นสาเหตุส่วนใหญ่ของความต้านทานการกลิ้ง อีก 2 ประการที่เหลือเป็นแค่ผลอันดับรอง พิจารณายานยนต์ทั้งคัน ความต้านทานการกลิ้ง R_r คือผลรวมของความต้านทานของทุกล้อ หรือ

$$R_r = R_{rr} + R_{rf} = f W \cos \theta \quad (5-3)$$

เมื่อ R_{rr} และ R_{rf} เป็นความต้านทานการกลิ้งบนล้อหน้าและล้อหลังตามลำดับ $W \cos \theta$ คือองค์ประกอบของน้ำหนักยานยนต์ส่วนที่ตั้งฉากกับพื้น และ f คือสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง ดูรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 ความต้านทานการกลิ้งของยานยนต์คือผลรวมของความต้านทานการกลิ้งของล้อทั้งหมดและเพราะฉะนั้นจึงไม่ขึ้นอยู่กับการกระจายน้ำหนัก น้ำหนักที่ใช้ในการคำนวณหาความต้านทานการกลิ้งคือองค์ประกอบในแนวตั้งฉาก (Cosine) ของน้ำหนักยานยนต์

สำหรับการคำนวณที่ถูกต้องทางทฤษฎี จะใช้น้ำหนักพลศาสตร์ของยานยนต์ ประกอบด้วยผลของอัตราเร่ง, แรงศูนย์กลาง, และองค์ประกอบของความต้านทานของอากาศในแนวดิ่ง แต่สำหรับการประมาณสมรรถนะของยานยนต์ การเปลี่ยนแปลงขนาดของน้ำหนักพลศาสตร์นั้นทำให้การคำนวณซับซ้อนขึ้นโดยความเที่ยงตรงไม่ได้ถูกปรับปรุงให้สูงขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ยิ่งไปกว่านั้นจากสมการ (5-3) จะเห็นได้ว่าน้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเทจากเพลานึงไปสู่อีกเพลานึงโดยไม่มีอิทธิพลต่อความต้านทานการเคลื่อนที่รวม

สำหรับเหตุผลเหล่านี้ตามปกติจึงใช้น้ำหนักยานยนต์สถิตในการคำนวณหาค่าความต้านทานการกลิ้งโดยมีความเที่ยงตรงแม่นยำเพียงพอ การทำให้ง่ายขึ้นขั้นต่อมาก็คือผลของมุมลาดชัน θ มักจะตัดทิ้งไปอย่างสมบูรณ์ สมการ (5-3) จะกลายเป็น

$$R_r = f W \cos \theta = f W \quad (5-4)$$

ความผิดพลาดที่เกิดจากการทำให้ง่ายขึ้นนี้ค่าประมาณ 5 % เท่านั้น สำหรับทางลาดชันสูงสุดที่มีปรากฏ (ประมาณ 32 %)

การพิจารณาทั้งหลายเหล่านี้จะนำมาใช้กับการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงเท่านั้น สำหรับยานยนต์ที่วิ่งในทางโค้งทิศทางการกลิ้งจะเบี่ยงเบนออกไปจากทิศทางการเคลื่อนที่ที่แท้จริง และแรงขับเคลื่อน P จะต้องเอาชนะแรงลัพธ์ทางเวกเตอร์ของแรงทางด้านข้าง S กับความต้านทานการกลิ้ง R_r ดังรูปที่ 5.2 ในกรณีนี้

$$P = R_r / \cos \psi \quad (5-5)$$

เมื่อ ψ คือมุมลื่นไถล นั่นคือมุมระหว่างเวกเตอร์ความเร็วกับระนาบการกลิ้งของล้อ

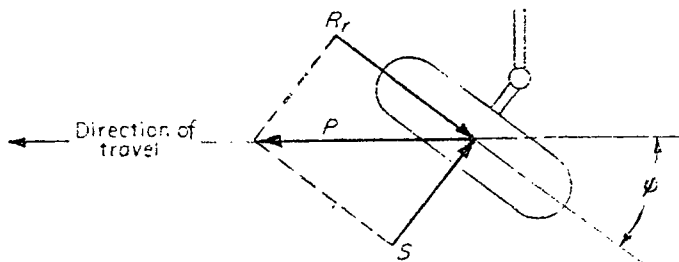
สำหรับล้อที่ลื่นไถล แรงทางด้านข้าง S ที่จำเป็นสำหรับรักษาให้คงสถานะสมดุลของแรง ต้องยังคงอยู่ภายในขีดจำกัดของความฝืดไถล ที่กำหนดด้วยภาวะในแนวรัศมี W กับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ หรือ

$$S = R_r \tan \psi \leq \mu W \quad (5-6)$$

ผลลัพธ์เหล่านี้เมื่อนำไปใช้ร่วมกับสมการ (6-4) จะให้เงื่อนไขสำหรับการกลิ้งของล้อที่ลื่นไถลเป็น

$$f \tan \psi \leq \mu \quad (5-7)$$

สำหรับดินลื่น ($\mu = 0.2$ และ $f = 0.02$) สมการ (5-7) จะให้ $\psi_{\max} = 84$ องศา



รูปที่ 5.2 ระนาบการกลิ้งของล้อไม่ขนานกับทิศทางการเคลื่อนที่ แรง P จะต้องเอาชนะผลรวมทางเวกเตอร์ของความต้านทานการกลิ้ง R_r และแรงทางด้านข้าง S การกลิ้งยังคงเกิดขึ้นตราบเท่าที่ $f \tan \psi < \mu$

5.4 ปัจจัยที่มีผลต่อความต้านทานการกลิ้ง

สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง f เป็นปริมาณที่ไม่มีมิติ ซึ่งแสดงถึงผลของคุณสมบัติทางกายภาพที่ซับซ้อนและขึ้นอยู่กับกันและกันของยางกับพื้นถนน การตั้งสภาวะมาตรฐานสำหรับการวัดผลของตัวแปรต่าง ๆ เช่น ความละเอียดของโครงสร้างของวัสดุที่เป็นพื้นถนน, ส่วนประกอบของยาง, การออกแบบยาง ฯลฯ พบว่าถ้าไม่เป็นไปไม่ได้ ก็ยากมาก แม้กระนั้นก็ตาม สาเหตุต่อไปนี้องค์ปัจจัยที่สำคัญ ก็จะทำให้เข้าใจธรรมชาติทางกายภาพของความต้านทานการกลิ้งได้ดีขึ้น

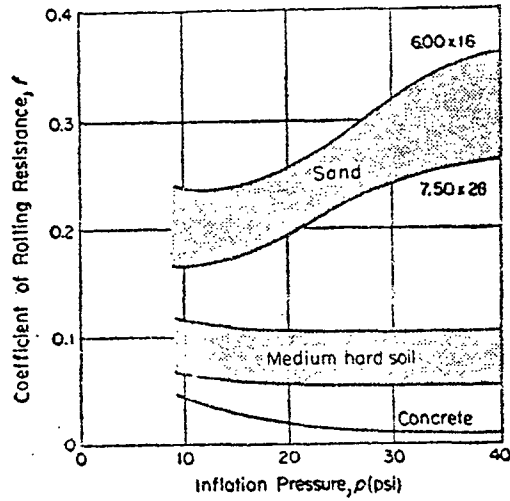
5.4.1 โครงสร้างของพื้นผิวสัมผัส ค่า f ต่ำสุดจะได้จากการวัดบนพื้นผิวที่แห้ง เรียบ และแข็ง ถนนที่สึกกร่อนจะทำให้ความต้านทานการกลิ้งเพิ่มขึ้นเป็นเกือบ 2 เท่าตัว บนผิวสัมผัสที่เปียกจะได้ความต้านทานการกลิ้งสูงกว่า บางทีอาจจะเกิดขึ้นจากผลของการระบายความร้อนของน้ำที่ปลดความยืดหยุ่นของยาง

5.4.2 ความยืดหยุ่นระหว่างยางกับถนน ความยืดหยุ่นสัมพัทธ์และ Hysteresis ของทั้งยางและพื้นถนนเป็นปัจจัยที่สำคัญที่มีผลต่อความต้านทานการกลิ้ง ที่เป็นไปได้มีอยู่ 3 สภาวะ คือ

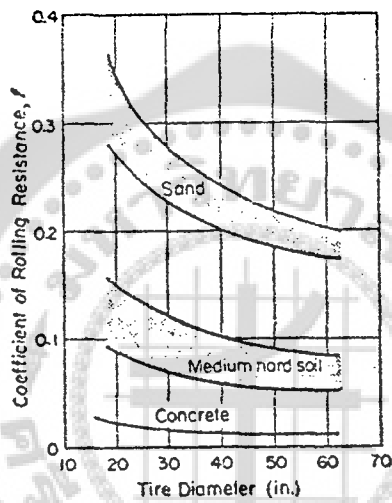
1. ยางแข็งแกร่งกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับพื้นที่เป็นแบบไม่ยืดหยุ่นและอ่อน ความต้านทานการกลิ้งจะเกิดจากงานของการจมลงไปในพื้นผิวเท่านั้น
2. ทั้งยางและถนนต่างก็ยุบตัว ความต้านทานการกลิ้งเกิดขึ้นเนื่องจากงานจากการยุบตัวของยางและการจมลงบนพื้นถนน และ
3. พื้นนั้นแข็งแกร่งเมื่อเทียบกับยางที่ยืดหยุ่น ความต้านทานการกลิ้งทั้งหมดจะเกิดขึ้นเนื่องจากงานที่ยางยุบตัว

5.4.3 ความดันลมยาง ความยืดหยุ่นของยางส่วนใหญ่จะขึ้นอยู่กับความดันของลมยาง มันจะมีผลต่อค่าของ f ในลักษณะที่ขึ้นอยู่กับความยืดหยุ่นของพื้น จากรูปที่ 5.3 สถานะการต่อไปนี้เป็นตัวอย่าง

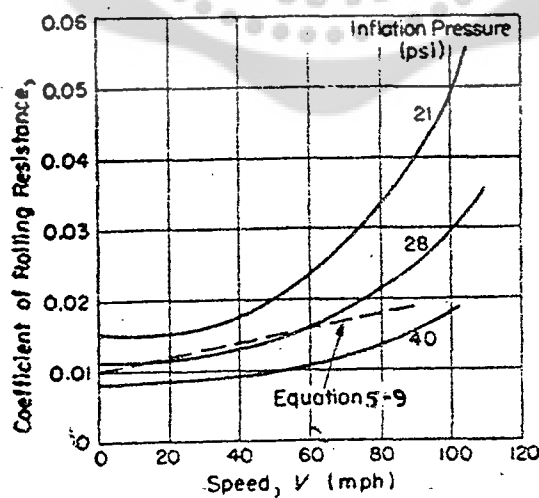
1. บนพื้นผิวที่ไม่ยืดหยุ่น เช่น ทarmac ความดันลมยางแข็งมีผลให้เพิ่มงานของการจมลงบนพื้น และดังนั้น ค่า f จะมีค่าสูง ในทางตรงกันข้ามถ้าความดันลมยางอ่อน จะทำให้การจมของล้อน้อยลง เพิ่มงานเนื่องจากการยุบตัวของยางให้เพิ่มมากขึ้น จะเห็นได้ว่าจะมีความดันที่เหมาะสมที่สุดสำหรับพื้นผิวแต่ละชนิด
2. บนพื้นผิวที่ไม่ยืดหยุ่นปานกลาง เช่น ดินที่มีหญ้าขึ้น ผลของความดันลมยางที่มีต่อยางและพื้นโดยประมาณจะสมดุล และ f จะมีค่าคล้ายกับว่าจะไม่ขึ้นอยู่กับความดันของลมยาง
3. บนพื้นผิวแข็ง f จะลดลง เมื่อลมยางแข็งขึ้นเนื่องจากงานจากการยุบตัวของยางจะลดลงอย่างมาก
4. รัศมีของยาง โดยพื้นฐานแล้ว f จะเป็นสัดส่วนผกผันกับรัศมีการกลิ้ง แต่ตัวประกอบการเป็นสัดส่วนมีค่าน้อยบนผิวที่แข็ง จะกลายเป็นมีความสำคัญมากบนดินอ่อนที่ไม่ยืดหยุ่น จากรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.3 สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้งเป็นฟังก์ชันของความดันลมยาง ค่าที่เขียนเป็นกราฟที่ได้จากการสมมติความเร็วของยานยนต์อย่างมีเหตุผลสำหรับพื้นผิวแต่ละแบบ



รูปที่ 5.4 สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้งเป็นฟังก์ชันของเส้นผ่าศูนย์กลาง ผลของเส้นผ่าศูนย์กลางยังไม่นำมาพิจารณาสำหรับพื้นผิวแข็ง (คอนกรีต) แต่สำหรับดินอ่อนหรือทรายจะมีผลมาก



รูปที่ 5.5 สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้งเป็นฟังก์ชันของความเร็ว ผลของความเร็วจะสำคัญมากขึ้นถ้าลมยางอ่อน เส้นโค้งสำหรับความดัน 21, 28 และ 40 psi ถูกคำนวณมาจากสมการ (5-8) ค่าโดยประมาณสำหรับความเร็วของรถแก่งและความดันลมยางจะได้จากเส้นโค้งที่คำนวณจากสมการ (5-9)

5. ความเร็วในการขับเคลื่อน สัมประสิทธิ์ f เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วเพราะว่างานจากการยุบตัวของยางและการสิ้นสະเทือนของยางจะเพิ่มขึ้น ด้วยเหตุนี้ประสิทธิภาพของความเร็วจึงยังมีความสำคัญมากเมื่อมีความเร็วสูงและมีลมยางอ่อน รูปที่ 5.5

6. แรงขับเคลื่อน ล้อที่ถ่ายทอดแรงขับเคลื่อนหรือแรงห้ามล้อ แสดงให้เห็นว่ามีค่าความต้านทานการกลิ้งสูงขึ้นเนื่องจากการสิ้นสະเทือนของล้อ และมีผลให้เกิดการขัดสีด้วยความเร็ว

7. ภาวะในแนวรัศมี สัมประสิทธิ์ f เป็นสัดส่วนโดยตรงกับภาวะในแนวรัศมี เนื่องจากผลของภาวะทำให้ยางแบนลง แต่ผลอันนี้จะเห็นได้จากการวัดที่ถูกต้องเท่านั้น

8. อุณหภูมิ สัมประสิทธิ์ f ลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มมากขึ้น (อุณหภูมิอากาศโดยรอบหรืออุณหภูมิของลมภายในยาง) มีผลทำให้เนื้อยางมีการอ่อนตัว(Flexibility) เพิ่มมากขึ้น

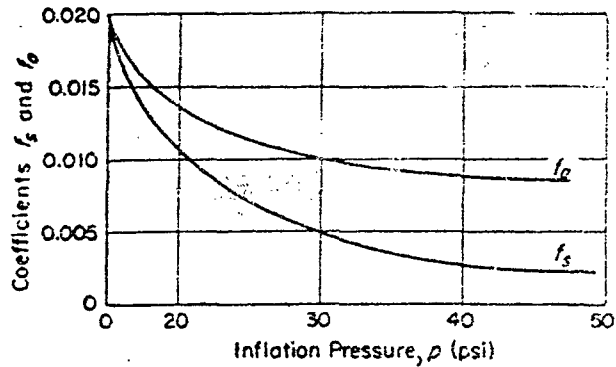
9. วัสดุเนื้อยางและการออกแบบยาง ความหนาของหน้ายางตามปกติมักจะบอกเป็นจำนวนชั้นผ้าใบและความหนาของดอกยาง จะเป็นสิ่งที่บอกถึงจำนวนและความแข็งแรงของวัสดุที่จะยุบตัวโดยการกลิ้ง ยางที่สึกหรือดอกเรียบแสดงให้เห็นว่าค่า f ลดลงกว่ายางใหม่ถึง 20 % สำหรับรถแข่งซึ่งดอกยางจะถูกทำให้เรียบเหลือเพียงแค่มิถิลลิเมตร ในทางตรงกันข้าม ยางดอกละเอียดจะทำให้ f เพิ่มขึ้นถึง 25 % วัสดุที่เป็นชั้นผ้าใบ (Cord Material) ในเปลือยกยางมียางมีผลน้อยมากจนไม่นำมาพิจารณา เนื้อวัสดุยางส่วนผสมของเนื้อยาง มีความสำคัญมากกว่า โดยทั่วไปยางสังเคราะห์จะมีค่า f สูงกว่ายางธรรมชาติ

5.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง

เป็นไปได้ที่จะเขียนปัจจัยที่มีผลกระทบต่อค่า f เป็นสูตรโดยมีตัวแปรเหล่านี้บรรจุลงไปครบถ้วนก่อนที่จะเลือกใช้ค่าของ f สำหรับการใช้งานโดยเฉพาะแต่ละอย่าง ควรจะคำนวณหาโดยมีความละเอียดมากพอสมควร

การทดสอบเป็นวิธีหนึ่งที่จะได้ค่า f ออกมาเที่ยงตรงที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ มีหลายสมการตั้งขึ้นมาสำหรับหาค่า f ของรถแข่งที่กลิ้งบนผิวคอนกรีต ตัวแปรในสมการเหล่านี้ส่วนมากจะเป็นความดันลมยาง, ความเร็ว และภาวะในแนวรัศมี ความละเอียดแม่นยำของการคำนวณจะถูกจำกัดโดยธรรมชาติด้วยอิทธิพลของปัจจัยต่าง ๆ ที่ไม่นำมาพิจารณา ค่าที่วัดจากห้องปฏิบัติการมักจะให้ค่า f กับพื้นเหล็กกล้า ค่าใหม่สำหรับคอนกรีตจะได้จากการคำนวณใหม่อีกครั้งโดยใช้ตัวประกอบการแปลงหน่วย(Conversion Factor) ที่ตั้งขึ้นมา สำหรับพื้นที่ไม่ยึดหยุ่นและอ่อนนุ่มนั้นยากที่จะหาข้อมูลที่มีความแม่นยำโครงสร้างของวัสดุเหล่านี้ยากที่จะระบุให้แน่นอนลงไปและมีความเปลี่ยนแปลงจากบริเวณหนึ่งไปสู่อีกบริเวณหนึ่ง ตามปกติค่าเฉลี่ยมักจะเป็นที่ยอมรับและควรนำมาใช้เมื่อต้องการความแม่นยำสูงขึ้น

ค่าที่แม่นยำของ f สำหรับผิวคอนกรีตเป็นฟังก์ชันของความดันลมยางและความเร็วสามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้ ซึ่งพัฒนาขึ้นที่สถาบันเทคโนโลยีแห่งสตูทการ์ท คือ



รูปที่ 5.6 สัมประสิทธิ์ประกอบ f_s และ f_o สำหรับใช้ในสมการ (5-8)

$$f = f_o + 3.24f_s \left(\frac{V}{160} \right)^{2.5} \quad (5-8)$$

ในที่นี้ V คือความเร็ว (km/h) ตัวประกอบ f_o คือ สัมประสิทธิ์พื้นฐาน และ f_s เป็นค่าที่มีผลของความเร็วเข้ามาเกี่ยวข้อง ตัวประกอบทั้ง 2 ค่าจะหาได้จากโต๊ะแกรมในรูปที่ 5.6 สมการ (5-8) ได้เขียนเป็นกราฟความดันลมยางเป็นพารามิเตอร์ไว้ในรูปที่ 5.6 ด้วย

สำหรับการคำนวณสมรรถนะต่าง ๆ มักจะมีความละเอียดเพียงพอที่จะแสดง f เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นของความเร็ว สำหรับความดันลมยางตามปกติ (ประมาณ 26 psi) สมการต่อไปนี้จะให้ค่าเฉลี่ยของ f สำหรับพื้นผิวคอนกรีต

$$f = 0.01 \left(1 + \frac{V}{160} \right) \quad (5.9)$$

ช่วงของความแม่นยำที่ยอมรับได้ของสมการนี้คือ เมื่อความเร็วสูงถึงประมาณ 128 กม / ชม ข้อดีของสมการนี้คือมันสามารถแทนค่าโดยตรงเข้าไปในสมการอื่น ๆ เพราะฉะนั้นจึงแสดงความต้านทานการกลิ้งเป็นฟังก์ชันของความเร็ว

ในหลาย ๆ กรณี แม้ว่าผลของความเร็วสามารถตัดทิ้งไปได้ และค่าเฉลี่ยของ f ครอบคลุมเงื่อนไขสำหรับการใช้งานเฉพาะอย่าง สามารถใช้ในการคำนวณสมรรถนะ ค่าเช่นนั้นได้สรุปไว้ในตารางที่ 5.1 สำหรับยานยนต์และผิวสัมผัสแบบต่างๆ

ตารางที่ 5.1 สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง*

ชนิดของยานยนต์	พื้นผิว		
	คอนกรีต	แข็งปานกลาง	ทราย
รถเก๋ง	0.015	0.08	0.30
รถบรรทุก ขนาดหนัก	0.012	0.06	0.25
รถลาก	0.020	0.04	0.20

* มิติของ f คือ N ต่อ N ของน้ำหนักยานยนต์

มิติของสัมประสิทธิ์ความต้านทานความต้านทานการกลิ้งคือ N ต่อน้ำหนักยานยนต์หนึ่งหน่วย น้ำหนักของยานยนต์อาจจะแสดงได้หลายหน่วย เช่น N หรือ kN ขอแนะนำให้ใช้แรงและน้ำหนักที่เป็นหน่วยเดียวกัน เพื่อหลีกเลี่ยงความยุ่งยากในการมีหน่วยใหม่เพิ่มเข้ามา

ตัวอย่าง 5.1 รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1200 kg จุดศูนย์กลางอยู่ที่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา และอยู่ห่างจากเพลาน้ำไปทางด้านหลังเป็นระยะทาง 0.55 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อ ถ้ารถยนต์วิ่งขึ้นทางลาดชันเป็นมุม 15° ด้วยความเร็ว 80 km/h จงหาความต้านทานการกลิ้งของล้อแต่ละล้อ สมมติให้ลมยางมีความดัน 26 psi และถนนเป็นคอนกรีต และเปรียบเทียบกับ f ที่เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นและ ค่าที่ใช้ตามปกติ $f = 0.02$

วิธีทำ น้ำหนักที่กระจายลงเพลาล้อหน้าคือ

$$W_f = m g (0.45 L / L) \\ = (1200)(9.81)(0.45) = 5294 \text{ N}$$

น้ำหนักที่กระจายลงเพลาล้อหลัง คือ

$$W_r = (1200)(9.81) - 6622 = 6478 \text{ N}$$

ถ้าใช้ f สมการของสถาบันเทคโนโลยีแห่งสมุทรศาสตร์ จากรูปที่ 5.6 จะได้ $f_s = 0.007$ และ $f_o = 0.012$ ดังนั้น

$$f = f_o + 3.24 f_s \left(\frac{V}{160} \right)^{2.5} = 0.012 + 3.24(0.007) \left(\frac{80}{160} \right)^{2.5} \\ = 0.01324$$

ความต้านทานการกลิ้งที่ล้อหน้าแต่ละล้อจะเป็น

$$R_{r1} = f W_f \cos \theta = f W_f = 0.01324(5294/2) \\ = 35.05 \text{ N}$$

ตอบ

ความต้านทานการกลิ้งที่ล้อหลังแต่ละล้อจะเป็น

$$R_{r2} = 0.01324(6478/2) = 42.88 \text{ N}$$

ตอบ

ถ้าใช้ f เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นจะได้

$$f = 0.01 \left(1 + \frac{V}{160} \right) = 0.01 \left(1 + \frac{80}{160} \right) = 0.015$$

ความต้านทานการกลิ้งของล้อแต่ละล้อจะเป็น

$$R_{r1} = 0.015(5294/2) = 39.71 \text{ N (สูงกว่า 13\%)}$$

$$R_{r2} = 0.015(6478/2) = 48.59 \text{ N (สูงกว่า 13\%)}$$

ตอบ

และถ้าใช้ $f = 0.02$ จะได้

$$R_{r1} = 0.02(5294/2) = 52.94 \text{ N (สูงกว่า 51\%)}$$

$$R_{r2} = 0.02(6478/2) = 64.78 \text{ N (สูงกว่า 51\%)}$$

ตอบ

5.6 ความต้านทานของความลาดชัน

ความต้านทานของความลาดชัน (Grade Resistance) R_g คือองค์ประกอบของน้ำหนักของยานยนต์ที่กระทำลงไปตามทางลาดชัน รูปที่ 5.7 จะหาได้จาก

$$R_g = W \sin \theta \quad (5-10)$$

ในทางปฏิบัติ มักจะคุ้นเคยในการกำหนดความลาดชัน G (%) เป็นอัตราส่วนของระยะทางในแนวตั้งต่อระยะทางในแนวระดับ หรือ

$$G = \frac{h(100)}{S_x} = 100 \tan \theta \quad (5-11)$$

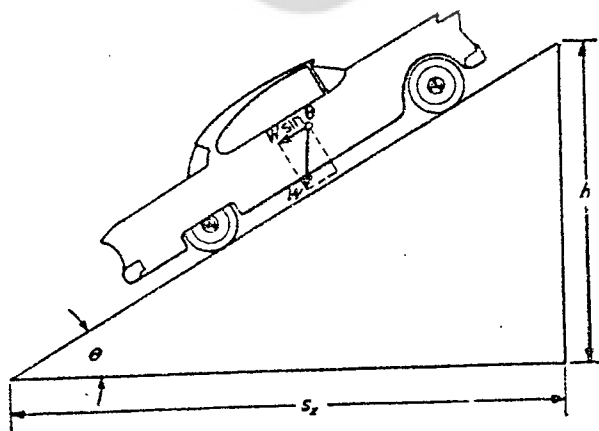
ให้การประมาณสำหรับมุมน้อยๆ $\sin \theta \approx \tan \theta$ สมการของความต้านทานของทางลาดชัน จะเป็น

$$R_g \approx W \tan \theta = \frac{WG}{100} \quad (5-12)$$

ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากการทำให้ง่ายขึ้นสำหรับทางชันที่สุดที่เคยมีมา (ประมาณ 32 % หรือ 18 องศา) เป็นค่าที่ยอมรับได้ คือประมาณ 5 % สำหรับการคำนวณที่ละเอียดกว่านี้ หรือ ถนนที่มีความลาดชันมากกว่านี้ ไม่ควรใช้สมการง่าย ๆ นี้

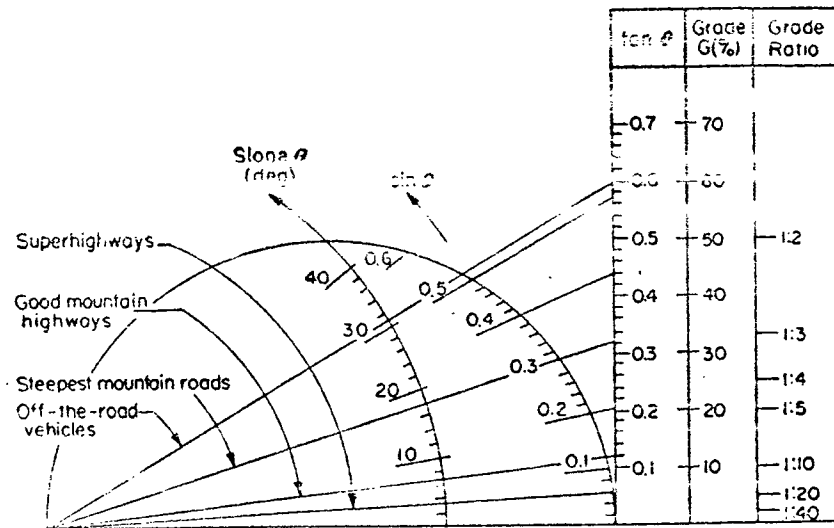
การเปรียบเทียบวิธีระบุความลาดชันได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.8 ความลาดชันของทางหลวงสมัยใหม่จะมีค่าต่ำกว่า 6 % (3.5 องศา) ในบริเวณภูเขา ความลาดชันทางหลวงที่มีรถสวนทางกันขึ้นเนินมีค่าสูงถึง 7 % และความลาดชันลงเนินอาจจะสูงถึง 8 % ค่าเฉลี่ยของทางหลวงในบริเวณภูเขาจะมีค่าต่ำกว่า 12 % (7 องศา) ทางที่ลาดชันที่สุดขึ้นภูเขาสูงมีความลาดชันถึง 32 % (18 องศา) เป็นระยะทางสั้น ๆ ยานพาหนะที่วิ่งนอกถนน (Off-The-Road) หรือยานยนต์ทหารมักจะออกแบบให้แล่นขึ้นทางลาดชันได้ถึง 60 % (31 องศา)

ความลาดชันสูงสุดที่ยานยนต์สามารถไต่ขึ้นไปได้ เรียกว่า ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน (Gradability) และกำหนดเป็น G_{\max} (%) หรือ θ_{\max} (องศา)



รูปที่ 5.7 ความต้านทานของทางลาดชันของยานยนต์ คือองค์ประกอบในทิศทางลง เนินของน้ำหนักตัวยานยนต์เอง

ตามปกติจะวัดความลาดชันเป็น % เมื่อ G (%) = $100 h/S_x = 100 \tan \theta$



รูปที่ 5.8 การเปรียบเทียบวิธีกำหนดความชัน ในการคำนวณสมรรถนะของยานยนต์ค่าที่ถูกต้องคือค่า Sine มักจะถูกแทนด้วยค่า Tangent ซึ่งสะดวกกว่า สังเกตด้วยว่าความผิดพลาดอาจสูงถึง 5 % สำหรับทางที่ชันมากๆที่พบตามปกติ (32%)

ตัวอย่างที่ 5.2 ถ้ารถยนต์ในตัวอย่างที่ 5.1 แล่นขึ้นทางลาดชัน 40% จงหาความต้านทานของทางลาดชัน และเปรียบเทียบค่าที่คำนวณออกมาจากการประมาณด้วย

วิธีทำ ทางลาดชัน 40% จะเป็นมุมเอียง θ ซึ่งหาค่าได้จาก

$$\tan \theta = 40/100 = 0.4$$

$$\theta = 21.8^\circ$$

ดังนั้นความต้านทานของทางลาดชัน

$$\begin{aligned} R_g &= W \sin \theta = 1200(9.81)\sin 21.8^\circ \\ &= 4372 \text{ N} \end{aligned}$$

ตอบ

ถ้าคิดจากการประมาณ

$$\begin{aligned} R_g &= W \tan \theta = 1200(9.81) \tan 21.8^\circ \\ &= 4709 \text{ N} \end{aligned}$$

หรือ

$$R_g = 1200(9.81)(40/100) = 4709 \text{ N}$$

ตอบ

จะมีค่ามากกว่าค่าที่แท้จริง 7.7%

5.7 ความต้านทานของอากาศ

ตามกฎของอากาศพลศาสตร์ วัตถุที่เคลื่อนที่ผ่านไปใ้ในอากาศจะถูกต้านทานด้วยแรง โดย

$$R_a = \frac{c_d \rho A v_r^2}{2} \quad (5-13)$$

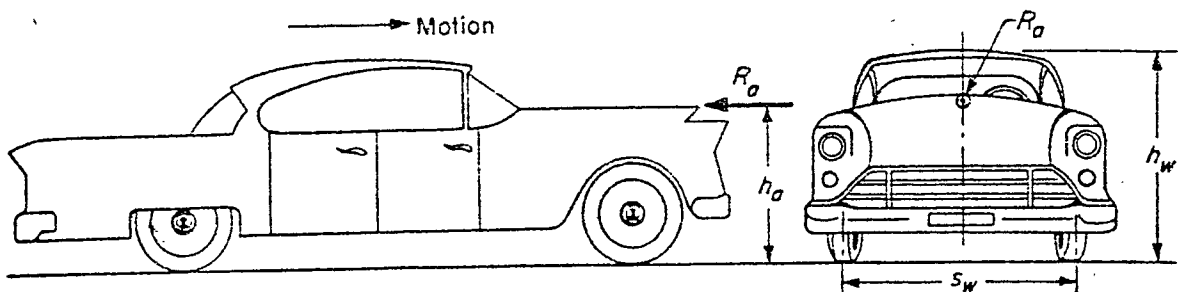
ในสมการนี้ c_d คือสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ หรือความต้านทานการดูดลาก (Drag Coefficient) ที่ไม่มีหน่วย ซึ่งมีค่าขึ้นอยู่กับรูปทรงของวัตถุ เทอมที่เหลือคือ ρ เป็นความหนาแน่นของอากาศ, A เป็นพื้นที่ฉายของวัตถุในทิศทางการเคลื่อนที่ และ v_r คือความเร็วของวัตถุสัมพัทธ์กับอากาศ

เพราะว่ามีอิทธิพลของความหนาแน่นของอากาศ ขนาดของแรงต้านทานของอากาศจึงขึ้นอยู่กับสถานะของอากาศ คือ ความดันและอุณหภูมิ สมการต่อไปนี้จะให้ความสัมพันธ์ระหว่าง ความหนาแน่น, ความดัน และ อุณหภูมิ

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (5-14)$$

อิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของอากาศจะต้องนำมาพิจารณาในการคำนวณสมรรถนะที่ละเอียด เพราะว่าความแตกต่างระหว่างความหนาแน่นอาจทำให้ผิดพลาดไปถึง 20 % หรือมากกว่านั้น ยกตัวอย่างเช่น ที่ระดับความสูง 1200 เมตร ความหนาแน่นของอากาศจะมีค่าเป็น 83 % ของค่าที่ระดับน้ำทะเล

แต่สำหรับการคำนวณสมรรถนะหลายประการ สภาวะบรรยากาศปกติหรือมาตรฐาน (16 c และ 760 มม ปรอท) ก็ให้ความแม่นยำเพียงพอ ในกรณีเช่นนี้ $\rho = 1.2222$ กก. / ลบ. ม. ถูกใช้เป็นค่าคงที่



รูปที่ 5.9 ความต้านทานของอากาศ R_a ถูกสมมติว่ากระทำที่เส้นทรอยด์ของพื้นที่ฉายส่วนหน้าของยานยนต์ โดยการประมาณ พื้นที่นี้จะมีค่าเป็น 0.9(ความสูงของตัวถัง)(ระยะห่างระหว่างล้อ) หรือ $0.9 (h_w)(s_w)$

โดยการแทนค่าความหนาแน่นมาตรฐาน สมการสำหรับความต้านทานของอากาศสามารถทำให้ง่ายขึ้น เป็น

$$R_a = 0.6111 c_a A v_r^2 \quad (5-15)$$

v_r มีหน่วยเป็น ม./วินาที วัดสัมพันธ์กับอากาศ

จุดกำเนิดทางกายภาพของความต้านทานของอากาศที่กระทำต่อยานยนต์ จะหาได้จาก 3 แหล่งต่อไปนี้

1. ความต้านทานการฉุดลาก (Drag Resistance) ซึ่งเป็นฟังก์ชันของรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์ของตัวถัง เมื่อเทียบกับพื้นผิวภายนอกทั้งหมด วัตถุที่ยื่นออกมาในตัวถัง เช่น กระจกมองข้าง, ท่อไอเสีย, แผ่นป้ายทะเบียน, ฯลฯ จะมีผลให้ความต้านทานการฉุดลากเพิ่มมากขึ้นพอสมควรที่ความเร็วสูง สิ่งที่สำคัญมากก็คือรูปทรงทางด้านท้ายของตัวถังเพราะจะมีผลต่อการเกิดกระแสปั่นป่วน (Turbulence) ที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของยานยนต์

2. ความเสียดของอากาศที่กระทำต่อพื้นผิวภายนอก หรือ "ผิวหนัง" ของตัวถัง ซึ่งจะมีค่ามากหรือน้อยขึ้นอยู่กับคุณภาพมาตรฐานของการทำผิวหรือทาสี สำหรับรถแข่งความต้านทานส่วนนี้มีค่าประมาณ 10 % ของความต้านทานของอากาศทั้งหมด

3. อากาศที่ไหลผ่านยานยนต์เพื่อจุดประสงค์ในการทำความเย็น หรือการระบายอากาศ อิทธิพลนี้อาจทำให้ความต้านทานลดน้อยลง หรือความต้านทานเพิ่มมากขึ้นขึ้นอยู่กับการทำงาน, ตำแหน่งและความสมบูรณ์แบบทางอากาศพลศาสตร์ของช่องท่อลมที่ใช้

ปัจจัยตัวที่ 3 นี้ได้แสดงไว้อยู่ในสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ c_a ซึ่งมีค่าจำเพาะต่อยานยนต์แต่ละคัน ซึ่งอาจจะหาค่าได้จากการทดสอบหุ่นจำลองในอุโมงค์ลม และยืนยันโดยการทดสอบยานยนต์จริง ๆ อีกครั้งหนึ่ง

ค่าเฉลี่ยของ c_a ที่สภาวะอากาศมาตรฐานของ SAE สำหรับยานยนต์ที่นำมาเป็นตัวแทนต่าง ๆ ได้แสดงไว้ในตาราง 5.2

ในขณะที่สัมประสิทธิ์ความต้านทาน c_a เป็นฟังก์ชันของความสมบูรณ์แบบทางอากาศพลศาสตร์ของตัวถัง เกณฑ์ที่สำคัญสำหรับการเปรียบเทียบยานยนต์คือ ผลคูณของสัมประสิทธิ์กับพื้นที่ส่วนหน้า (Frontal Area) ของยานยนต์ คือ $c_a A$ กรณีที่พื้นที่ส่วนหน้าเพิ่มมากขึ้นโดยความต้านทานโดยรวมลดน้อยลง เพราะว่ามันมีผลทำให้ค่าของ c_a ลดลง ยกตัวอย่างเช่น เกิดขึ้นในกรณีที่ยื่นส่วนที่ยื่นออกมาในตัวถังถูกคลุมด้วย Streamlined Fairing เป็นต้น

จุดที่ความต้านทานของอากาศกระทำต่อยานยนต์ทางทฤษฎีคือจุดเซ็นทรอยด์ของพื้นที่ฉาย (Project Area) ในทิศทางการเคลื่อนที่ ตามปกติพื้นที่ส่วนหน้าของยานยนต์ คือ

1. รถเก๋ง (ขนาดเล็ก) มีค่า 1.3006 - 1.858 ตร.ม.
2. รถเก๋ง (มาตรฐาน) มีค่า 2.0438 - 2.787 ตร.ม.
3. รถบัสโดยสาร และรถบรรทุก มีค่า 5.574 - 7.432 ตร.ม.

พื้นที่ยังสามารถหาได้จากการประมาณคือ $0.9 \times$ ความสูงของตัวถัง \times ระยะห่างระหว่างล้อด้านซ้ายกับด้านขวา

เมื่อรวมสมการ (6-15) กับสมการ (6-1) กำลังที่จำเป็นในการเอาชนะความต้านทานของอากาศ คือ

$$N_a = 0.6111 c_a A v_r^2 \cdot v \quad (5-16)$$

เมื่อ v_r คือ ความเร็วสัมพัทธ์ของยานยนต์เทียบกับอากาศ และ v คือ ความเร็วในการเคลื่อนที่บนพื้นถนนของยานยนต์ ทั้งคู่มีหน่วยเป็น m/s สำหรับอากาศที่อยู่นิ่ง $v_r = v$ ดังนั้น

$$N_a = 0.6111 c_a A v^3 \quad (5-17)$$

จากสมการนี้จะเห็นได้ว่ากำลังที่ต้องการเป็นสัดส่วนกับกำลัง 3 ของความเร็ว

ตารางที่ 5.2 สัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ

ชนิดของยานยนต์	c_a (ไม่มีมิติ)
รถเก๋ง	0.4 - 0.5
รถเปิดประทุน	0.6 - 0.65
รถแข่ง	0.25 - 0.3
รถโดยสาร	0.6 - 0.7
รถบรรทุก	0.8 - 1.0
รถหัวลาก - รถพ่วง	1.3
รถจักรยานยนต์กับคนขับ	1.8
วัตถุรูปทรงทางเรขาคณิต	
ทรงกลม	0.47
แผ่นสี่เหลี่ยมจัตุรัส	1.2
วัตถุรูปทรงเพรียวกลม	0.1

ตัวอย่างที่ 5.3 ถ้าวรณต์ในตัวอย่างที่ 5.1 เป็นรถแก๊งซึ่งมีระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายกับล้อด้านขวา 1250 mm และมีความสูงจากพื้นถึงหลังคา 1450 mm จงหาความต้านทานของอากาศและกำลังที่ต้องเอาชนะความต้านทานของอากาศ

วิธีทำ ความต้านทานของอากาศจะคำนวณได้จาก

$$R_a = 0.6111 c_a A v_r^2$$

จากตารางที่ 5.2 รถแก๊ง มี $c_a = 0.4 - 0.5$ เลือกใช้ $c_a = 0.5$, พื้นที่ปะทะลมจะคำนวณได้จาก

$$A = 0.9(1.25 \times 1.45) = 1.631 \text{ m}^2$$

ความเร็วสัมพัทธ์ v_r จะเท่ากับความเร็วของรถยนต์ถ้าลมสงบ ดังนั้น

$$v_r = 80/3.6 = 22.22 \text{ m/s}$$

ความต้านทานของอากาศจะมีค่าเป็น

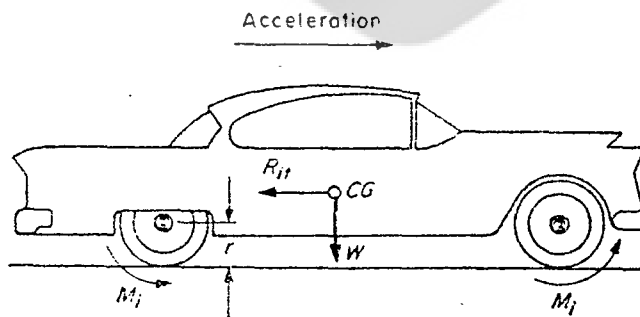
$$R_a = 0.6111(0.5)(1.631)(22.22)^2 = 246 \text{ N} \quad \text{ตอบ}$$

กำลังที่ต้องเอาชนะความต้านทานของอากาศคือ

$$N_a = R_a v = 246(22.22) = 5467 \text{ W} \quad \text{ตอบ}$$

5.8 ความต้านทานของความเฉื่อย

ทุกครั้งที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของวัตถุที่เคลื่อนที่ จะถูกต้านทานด้วยแรงเฉื่อย ซึ่งเป็นสัดส่วนกับผลคูณของมวลของวัตถุกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วเทียบกับเวลา สำหรับยานยนต์ที่พิจารณาในที่นี้ แรงนี้จะถูกเรียกว่าความต้านทานของความเฉื่อย R_i และจะมีทิศทางตรงกันข้ามกับเวกเตอร์ของอัตราเร่ง (หรืออัตราหน่วงเมื่อมีความเร็วลดลง) อยู่เสมอ จุดที่แรงนี้กระทำตามอุดมคติจะอยู่ที่จุดศูนย์กลางถ่วงของมวลของยานยนต์ ดูรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 แรงเฉื่อยของมวลที่ Translation ของยานยนต์กระทำตรงจุดศูนย์กลางถ่วงและมีทิศทางตรงข้ามกับเวกเตอร์ของอัตราเร่งเสมอ อัตราเร่งในการ Translation จำเป็นต้องมีอัตราเร่งเชิงมุมของล้อและชิ้นส่วนของระบบขับเคลื่อนเกิดขึ้นด้วยเสมอ เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณผลของความเฉื่อยจากการหมุนของชิ้นส่วนเหล่านั้นจะถูกทำให้เทียบเท่ากับมวลที่เกิดการ Translation

พิจารณาเฉพาะมวลที่เกิด Translation ของยานยนต์ก่อนเป็นประการแรก R_t ความต้านทานความเฉื่อย จะหาได้จาก

$$R_t = m \left(\frac{dv}{dt} \right) = m a \quad (5-18)$$

เมื่อ m คือมวลของยานยนต์และ a คืออัตราเร่งในการ Translation

สถานะของการเคลื่อนที่แบบ Translation ของยานยนต์จะเกิดขึ้นพร้อมกับการมีอัตราเร่งในการหมุนของล้อ ซึ่งต่ออยู่กับชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนของกลไกในการขับเคลื่อน เพราะฉะนั้นการเปลี่ยนแปลงของความเร็วในการ Translation ใดๆก็ตามจะต้องมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการหมุนของชิ้นส่วนเหล่านั้นเกิดขึ้นพร้อมๆกันไปด้วย

สำหรับการคำนวณหาแรงบิด M ที่จำเป็นต้องใช้ในการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการหมุน $d\omega$ จะหาได้จากสมการพื้นฐาน

$$M = I \frac{d\omega}{dt} = I \alpha \quad (5-19)$$

เมื่อ M คือแรงบิด, I คือโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนหมุน และ α คืออัตราเร่งเชิงมุม

เมื่อใช้สมการนี้กับยานยนต์ที่มีชิ้นส่วนหลายกลุ่ม และแต่ละกลุ่มหมุนด้วยความเร็วที่แตกต่างกัน แรงบิดที่เพลลาขับคือ

$$M_t = \sum M \zeta = \sum I \alpha \zeta \quad (5-20)$$

เมื่อ M_t คือแรงบิดต้านทานความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนทั้งหมดไปสู่เพลลาขับ และ ζ คืออัตราทดระหว่างเพลลาขับกับชิ้นส่วนชิ้นนั้น ๆ

จากความเร็วและอัตราเร่ง ความสัมพันธ์

$$\omega = \omega_d \zeta \quad (5-21)$$

และ

$$\alpha = \alpha_d \zeta \quad (5-22)$$

สมการ (5-10) สามารถเขียนได้เป็น

$$M_t = \alpha_d \sum I \zeta^2 \quad (5-23)$$

เมื่อตัวห้อย d หมายถึงเพลลาขับ (Drive Axle)

5.9 มวลเทียบเท่า

เพื่อให้การคำนวณหาผลของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนที่มีต่อความต้านทานความเฉื่อยทำได้ง่ายขึ้น จึงนำความจริงที่ว่าความเร็วรอบที่รัศมีการกลิ้งของยางจะเท่ากับความเร็วในการ Translation ของยานยนต์ (ไม่คิดการลื่นไถล) มวลเทียบเท่า m_e ซึ่งสมมติว่ากระทำที่รัศมีการกลิ้ง r และมีผลอย่างเดียวกันต่อ

ความเฉื่อยของการเคลื่อนที่แบบ Translation สามารถหาได้จากผลรวมของแรงบิดความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนแต่ละชิ้น มวลเทียบเท่าสามารถคำนวณได้จาก

$$M_t = m_e r^2 \alpha_d = \alpha_d \Sigma I \zeta^2 \quad (5-24)$$

หาค่า m_e จะได้

$$m_e = \frac{\Sigma I \zeta^2}{r^2} \quad (5-25)$$

มวล m_e บวกเพิ่มเข้าไปกับมวลที่เกิดการ Translation m ของยานยนต์ เป็นมวลความเฉื่อยประสิทธิผลจากยานยนต์ m' มักจะสะดวกกว่าที่จะแสดงมวลประสิทธิผล m' ในเทอมของมวลของยานยนต์ หรือ

$$m' = m + m_e = m\gamma \quad (5-26)$$

เมื่อ γ คือตัวประกอบของมวลซึ่งไม่มีหน่วย ของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน ซึ่งเป็นตัวที่บอกวามวลประสิทธิผลมากกว่ามวลจริง ๆ ของยานยนต์เท่าใด

โดยการใช้ตัวประกอบ γ สมการ (5-18) สามารถเขียนใหม่เพื่อหาค่าความต้านทานรวมของยานยนต์ คือ

$$R_t = m a = \gamma m a \quad (5-27)$$

สมการ (5-27) สามารถหาออกมาจากวิธีพลังงานได้ด้วย จากทฤษฎีที่ว่า การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของวัตถุจะเท่ากับงานที่เกิดจากแรงภายนอก

$$dE = (P - \Sigma R_x) ds \quad (5-28)$$

เมื่อ E คือพลังงานจลน์ของยานยนต์ที่เคลื่อนที่, P คือแรงขับเคลื่อน และ ΣR_x คือผลรวมของแรงต้านทานทั้งหมด ยกเว้น R_t

จากการสมดุลของแรง ความสัมพันธ์ต่อไปนี้อาจใช้ได้

$$R_t = P - \Sigma R_x \quad (5-29)$$

นอกจากนี้ พลังงานจลน์ของยานยนต์ คือ

$$E = \frac{mv^2}{2} + \Sigma \frac{I\omega^2}{2} \quad (5-30)$$

หาอนุพันธ์ของสมการนี้

$$dE = m v (dv) + \Sigma I \omega (d\omega) \quad (5-31)$$

รวมสมการตั้งแต่สมการ (5-18) ถึง (5-21) จะได้

$$R_t (ds) = m v (dv) + \Sigma I \omega (d\omega) \quad (5-32)$$

แยก R ออกมาและแทนค่า $ds/dt = v = r \omega_d$ และสมการ (5-21) จะได้

$$R_t = \left(\frac{dv}{dt} \right) \left(m + \frac{\Sigma I \zeta^2}{r^2} \right) \quad (5-33)$$

แทนค่าด้วยสมการ (5-25) ต่อไปก็จะได้สมการที่มีหน้าตาเหมือนสมการ (5-27) ออกมา

สำหรับการคำนวณค่าของ γ ขึ้นส่วนที่เกิดการหมุนสามารถแบ่งออกเป็น 2 กลุ่ม คือ

1. ล้อของยานยนต์ (ทั้งล้อหน้าและล้อหลัง) และ
2. ขึ้นส่วนที่มีการ Translation หรือหมุนที่ความเร็วเดียวกับความเร็วของเครื่องยนต์ ที่สำคัญคือล้อช่วยแรง (Flywheel), คลัทช์, เพลาข้อเหวี่ยง และลูกสูบ (ตามปกติมักจะตัดชิ้นส่วนของชุดเฟืองทด, เฟือง และ เพลา ทั้ง เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ)

อิทธิพลของชิ้นส่วนที่หมุนด้วยความเร็วของเครื่องยนต์มีความสำคัญในช่วงใช้เกียร์ต่ำ เพราะว่ามวลเทียบเท่า m_e เป็นสัดส่วนกับกำลัง 2 ของอัตราทด (สมการ 5-25)

ค่าที่เป็นตัวเลขของ γ (สมการ 5-26 และ 5-27) ถูกคำนวณโดยผู้ที่สนใจหลายคน ค่าที่เชื่อมั่นได้หาได้ยาก เพราะว่าโมเมนต์ความเฉื่อยของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ส่วนมากจะถูกวัดด้วยการทำการทดลอง ค่าเฉลี่ยของ γ ที่รวบรวมได้สำหรับยานยนต์ที่รับภาระได้ให้ไว้ในตารางที่ 5.3

จัดรูปสมการ (5-27) ใหม่จะได้

$$\gamma = 1 + \frac{m_e}{m} = 1 + \left(\frac{\Sigma I_w}{mr^2} + \frac{\Sigma I \zeta^2}{mr^2} \right) \quad (5-34)$$

เมื่อ ΣI_w คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของล้อ และ I คือโมเมนต์ความเฉื่อยของชิ้นส่วนใดๆที่หมุนด้วยความเร็วของเครื่องยนต์ด้วยอัตราทด ζ เมื่อเปรียบเทียบกับเพลาขับ

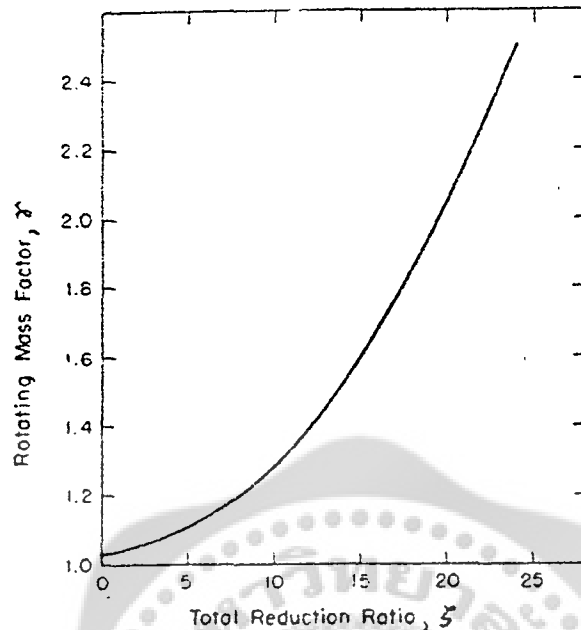
γ ซึ่งเป็นตัวแทนค่าเฉลี่ยจากการคำนวณจำนวนมาก สามารถแสดงเป็นฟังก์ชันของอัตราทด ζ จากรูปที่ 5.11 คือ

$$\gamma = 1.04 + 0.0025 \zeta^2 \quad (5-35)$$

จากสมการนี้ ตัวประกอบ γ ที่อัตราทดต่างๆจะสามารถคำนวณออกมาได้ สมการนี้สามารถใช้ได้กับยานยนต์ที่วิ่งบนถนนทั้งหลาย และสำหรับความสามารถที่ใช้ได้อย่างกว้างขวางนี้ ซึ่งได้มาจากความจริงที่ว่าขนาดของชิ้นส่วนในการขับเคลื่อนที่อยู่ภายในซีตจำกัดตามปกติจะเป็นสัดส่วนกับความสามารถของยานยนต์ ผลลัพธ์ของสมการนี้มีความแม่นยำพอใช้และใช้ได้สำหรับการคำนวณหาสมรรถนะขั้นเบื้องต้น

ตารางที่ 5.3 ค่าเฉลี่ยของตัวประกอบมวลความเฉื่อย * γ

ชนิดของยานยนต์	เกียร์			
	สูง	ที่ 2	ที่ 1	ต่ำ
รถเก๋ง (ใหญ่)	1.09	1.14	1.30
รถเก๋ง (เล็ก)	1.11	1.20	1.50	2.40
รถบรรทุก	1.09	1.20	1.60	2.50
* ยานยนต์บรรทุกทุกภาระ				



รูปที่ 5.11 ตัวประกอบของมวล แสดงผลของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนที่มีต่อมวลที่มีความเฉื่อยของยานยนต์ ถูกเขียนเป็นกราฟ เป็นฟังก์ชันของอัตราทดรวม ζ ระหว่างเครื่องยนต์กับเพลาชับ

ตัวอย่างที่ 5.4 ถ้ารถยนต์ในตัวอย่างที่ 5.1 มีอัตราทดเฟืองท้าย 3.5 : 1 วิ่งด้วยเกียร์ 5 ซึ่งมีอัตราทด 0.85 : 1 เร่งความเร็วจาก 80 km/h เป็น 120 km/h ภายในระยะเวลา 4 วินาที จงหาความต้านทานของความเฉื่อยในการเร่งความเร็วนี้

วิธีทำ ความต้านทานของความเฉื่อยจะคำนวณได้จาก

$$R_i = \gamma m a$$

ตัวประกอบของมวล γ จะหาได้จาก

$$\gamma = 1.04 + 0.0025 \zeta^2 = 1.04 + 0.0025(0.85 \times 3.5)^2 = 1.0621$$

อัตราเร่งในการเพิ่มความเร็วคือ

$$a = \frac{120 - 80}{3.6(4)} = 2.778 \text{ m/s}^2$$

ดังนั้นความต้านทานของความเฉื่อย

$$R_i = (1.0621)(1200)(2.778) = 3541 \text{ N}$$

ตอบ

5.10 ความต้านทานของระบบส่งกำลัง

ความต้านทานของระบบส่งกำลังไม่ใช่แรงต้านทานในความหมายเดียวกันกับแรงต้านทานการเคลื่อนที่อื่น ๆ ที่เคยกล่าวมาแล้ว มันหมายถึงกำลังที่สูญเสียไปในกระบวนการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังล้อขับ และส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นกับส่วนประกอบต่อไปนี้

1. คลัทช์, ชุดเฟืองทด, ชุดเฟืองท้าย, ข้อต่ออ่อน (Universal Joint) และลูกปืน (Bearing) กำลังที่สูญเสียไปในชิ้นส่วนเหล่านี้ เป็นฟังก์ชันของทั้งคุณภาพของการหล่อลื่นกับการแต่งผิว (Surface Finish) ของเฟืองและเป็นสัดส่วนกับกำลังที่ถ่ายทอดไป

2. การตี (Churning) น้ำมันหล่อลื่นภายในชุดเฟืองทด กำลังที่สูญเสียไปในส่วนนี้จะเป็นสัดส่วนกับความเร็วของเครื่องยนต์และเป็นฟังก์ชันของความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นด้วย

สำหรับยานยนต์ที่เคลื่อนที่ การวัดความต้านทานของการส่งกำลังตามปกติมักจะอยู่ในประสิทธิภาพ η ของระบบส่งกำลังทั้งหมดระหว่างเครื่องยนต์จนถึงเพลาลูกบิด และจะหาได้จาก การทดลองโดยใช้ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) การคำนวณออกแบบขั้นต้นจะใช้ข้อมูลในเชิงเปรียบเทียบของการใช้งานที่คล้ายคลึงกันที่มีอยู่ก่อน เมื่อย่อยแยกประสิทธิภาพรวมออกเป็นส่วนย่อยจะได้ค่าเฉลี่ยดังนี้

1. ประสิทธิภาพของคลัทช์ = 99 %
2. ประสิทธิภาพชิ้นส่วนที่ใช้ในการเข้าเกียร์ = 98 % (ในเกียร์ขับตรง) = 95 % (ในเกียร์ต่ำ)
3. ประสิทธิภาพเฟืองท้าย = 95 %
4. ประสิทธิภาพของข้อต่อและลูกปืน = 98 - 99 %

ประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังทั้งหมดจะมีค่าเท่ากับผลคูณของประสิทธิภาพส่วนย่อยแต่ละอัน ซึ่งจะได้ประสิทธิภาพการส่งกำลังรวมโดยเฉลี่ยเป็น

1. ในเกียร์ขับตรง, 90 %
2. ในเกียร์ต่ำ, 85 %
3. ในการส่งกำลังที่อัตราทดสูงมากๆ, 75 - 80 %

สำหรับการคำนวณกับยานยนต์ที่เครื่องยนต์ไม่ได้ต่อกับระบบส่งกำลัง จะใช้ค่าแรงบิด M_t เป็นแรงบิดที่ต้องการบนเพลาลูกบิดเพื่อเอาชนะความต้านทานของระบบส่งกำลัง ค่าของมันเป็นอาจจะหาได้จากการทดสอบด้วยไดนาโมมิเตอร์ หรือโดยการทดสอบด้วยการลากจูง สมการจะอยู่ในรูป

$$R_t = \frac{M_t}{r} \quad (5-36)$$

เมื่อ R_t คือ แรงต้านทานของระบบส่งกำลัง

ตัวอย่างที่ 5.5 จากข้อมูลในตัวอย่างที่ 5.1 - 5.4 จงหาความต้านทานของระบบส่งกำลังและความต้านทานการเคลื่อนที่รวมทั้งหมด

วิธีทำ ความต้านทานการเคลื่อนที่จากตัวอย่าง 5.1 - 5.4 คือ

$$R_r = (1200 \times 9.81)(0.01324) = 155.9 \text{ N}$$

$$R_g = 4372 \text{ N}$$

$$R_a = 246 \text{ N}$$

$$R_l = 3541 \text{ N}$$

ในเกียร์สูงประสิทธิภาพระบบส่งกำลังเป็น 90 % ดังนั้น

$$N_t = 0.1N$$

เนื่องจาก
$$N = N_r + N_g + N_a + N_l + N_t$$

$$= N_r + N_g + N_a + N_l + 0.1N$$

$$0.9N = N_r + N_g + N_a + N_l$$

$$0.9\sum Rv = (R_r + R_g + R_a + R_l)v$$

$$0.9\sum R = R_r + R_g + R_a + R_l = 155.9 + 4372 + 246 + 3541$$

$$= 8315$$

ความต้านทานรวม
$$\sum R = 9239 \text{ N}$$

ตอบ

ความต้านทานของระบบส่งกำลัง

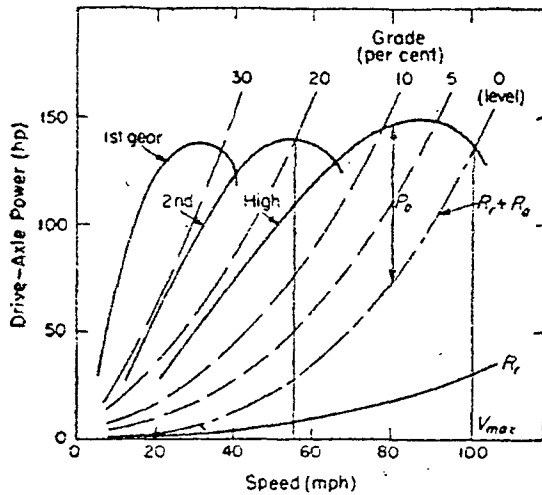
$$R_t = 0.1\sum R = 0.1(9239) = 923.9 \text{ N}$$

ตอบ

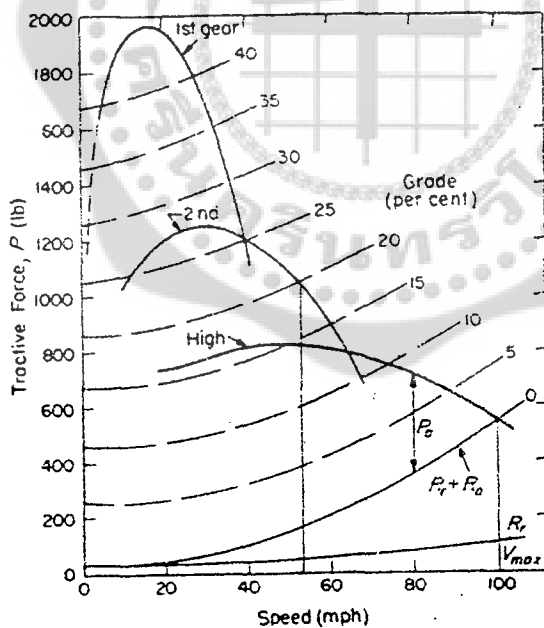
5.11 สมรรถนะของยานยนต์

การคำนวณหาแรงต้านทานจะเป็นข้อมูลที่จำเป็นสำหรับการพยากรณ์สมรรถนะของยานยนต์ สมรรถนะของยานยนต์จะหาได้จากหนึ่งในวิธีการต่อไปนี้

5.11.1 ไดอะแกรมกำลัง กำลังที่ต้องการใช้ในการเอาชนะความต้านทานการกลิ้ง, ความต้านทานของอากาศและความต้านทานของทางลาดชันถูกนำมาเขียนเป็นกราฟเทียบกับความเร็วของยานยนต์ไว้ในไดอะแกรมกำลัง ในไดอะแกรมเดียวกัน กำลังที่ส่งให้แก่เพลาขับที่อัตราทดเกียร์ต่างๆ จะถูกเขียนเป็นกราฟด้วย ดูรูปที่ 5.12 จากจุดตัดกันของเส้นกำลังที่ต้องการกับกำลังที่มีให้ จะสามารถหาสมรรถนะของยานยนต์ที่ต้องการออกมาได้โดยตรง หรือในทำนองกลับกันจะหากำลังที่จำเป็นในการมีสมรรถนะถึงจุดที่ต้องการออกมาได้



รูปที่ 5.12 ไดอะแกรมกำลังของยานยนต์ กำลังที่ต้องใช้ในการเอาชนะความต้านทานการกลิ้ง, ความต้านทานของอากาศ และความต้านทานของทางลาดชันถูกนำมาเขียนเป็นกราฟแบบบวกเพิ่มเข้าไปด้วยกันเทียบกับความเร็วของยานยนต์ได้ แสดงกำลังของเครื่องยนต์ในเกียร์ 1, เกียร์ 2, และเกียร์สูงไว้ด้วย เส้นโค้งผลรวมของความต้านทานการกลิ้งกับความต้านทานของอากาศตัดเส้นกำลังในเกียร์สูงที่ 160 กม.ต่อชม.(100 mph) แสดงถึงความเร็วสูงสุดของยานยนต์บนพื้นราบ ในเกียร์ 2, ทางลาดชัน 20 % ยานยนต์จะวิ่งได้ ด้วยความเร็ว 88 กม./ชม.(55 mph) ความแตกต่างระหว่างกำลังที่ต้องการและกำลังที่มีอยู่ คือ กำลังอิสระหรือกำลังส่วนเกินสำหรับการเร่งความเร็ว



รูปที่ 5.13 ไดอะแกรมแรงขับเคลื่อน ความต้านทานการกลิ้ง, ความต้านทานของอากาศและความต้านทานของทางลาดชันถูกเขียนเป็นกราฟแบบบวกเพิ่มเข้าไปด้วยกัน เทียบกับความเร็วของยานยนต์ ที่ปรากฏเป็นเส้นกลุ่มโค้งของแรงที่ต้องการคือแรงขับเคลื่อน P ที่ได้มาจากล้อขับในเกียร์ต่างๆ ความเร็วสูงสุดจะหาได้โดยจุดตัดของเส้นโค้ง ($R_r + R_g$) ตัดกับเส้นแรงขับเคลื่อนในเกียร์สูง ความเร็วที่สามารถวิ่งได้บนทางลาดชัน 20 % คือ 88 กม./ชม. (55 mph) ในเกียร์ 2 ความแตกต่างระหว่างแรงที่ต้องการกับเส้นโค้งของแรงที่เกิดขึ้นได้ก็คือแรงอิสระหรือแรงส่วนเกินสำหรับการเร่งความเร็ว

แผนการสอน

บทที่ 5 ความต้านทานการเคลื่อนที่

ความคิดหลัก

การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์จำเป็นต้องรู้ความต้านทานการเคลื่อนที่หรือแรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์ การหาขนาดของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ คุณลักษณะของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ และความสัมพันธ์ของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่มีผลต่อสมรรถนะของยานยนต์ ควรจะต้องศึกษาเป็นลำดับต่อมา

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์หาแรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์ เข้าใจถึงคุณลักษณะ และความสัมพันธ์ที่แรงต้านทานมีต่อสมรรถนะของยานยนต์ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาความต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมดของยานยนต์
2. วิเคราะห์คำนวณหาแรงขับเคลื่อน และกำลังที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนยานยนต์
3. อธิบายคุณลักษณะของความต้านทานการเคลื่อนที่ต่างๆ ปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อความต้านทานการเคลื่อนที่ และสมรรถนะของยานยนต์

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ
3. แบบจำลองรถยนต์ และเครื่องทดสอบหาสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

5.12 สรุปคุณลักษณะของแรงต้านทานการเคลื่อนที่

ในการเปรียบเทียบแรงต้านทาน มีข้อสังเกตดังต่อไปนี้

1. ความต้านทานการรกลิ้งและความต้านทานของอากาศ จะเกิดขึ้นทุกสภาวะการเคลื่อนที่ แรงขับเคลื่อนส่วนใหญ่จะถูกใช้ไปในการเอาชนะความต้านทานทั้ง 2 นี้ เฉพาะแรงขับเคลื่อนส่วนเกินเท่านั้นที่ใช้ในการเร่งความเร็ว หรือไต่เนินลาดชัน

2. แรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมด ยกเว้นความต้านทานของอากาศ เป็นสัดส่วนกับน้ำหนักของยานยนต์ แม้กระนั้นก็ตาม ความสัมพันธ์ระหว่างน้ำหนักของยานยนต์กับพื้นที่ส่วนหน้าของยานยนต์ (หรือสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ) ยังคงมีปรากฏอยู่ เพราะว่ายานยนต์ที่ต้องรับภาระมาก ตามปกติ มักจะถูกออกแบบให้ใหญ่และมีความเร็วต่ำ เพราะฉะนั้นจึงไม่ต้องการรูปทรงของตัวถังเป็นรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์

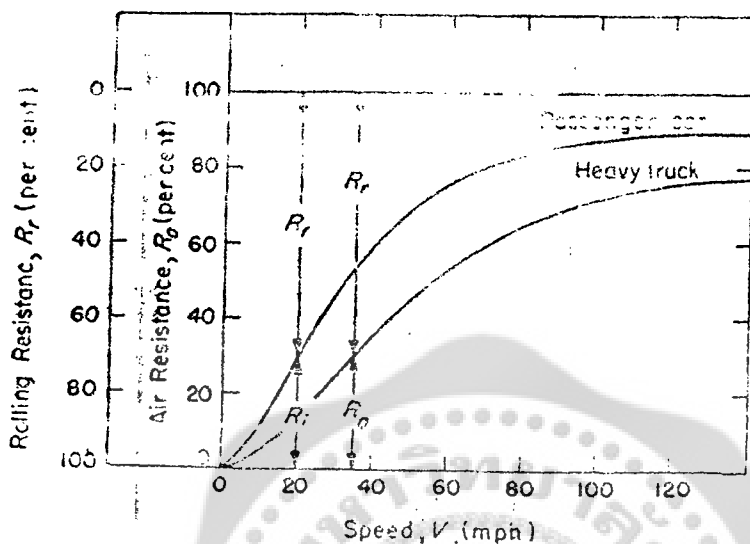
3. ความต้านทานการรกลิ้งและความต้านทานของอากาศเป็นฟังก์ชันของความเร็วของยานยนต์ ในขณะที่ความต้านทานของทางลาดชันและความต้านทานความเฉื่อยไม่ขึ้นอยู่กับความเร็ว

4. การเปรียบเทียบความต้านทานการรกลิ้งกับความต้านทานของอากาศ ในรูปที่ 5.14 ถูกแสดงเป็นฟังก์ชันของความเร็ว และ 2 ค่ารวมกันเป็น 100 % โดยทั่วไปจะสังเกตได้ว่าผลของความต้านทานของอากาศที่ความเร็วสูงจะมีอิทธิพลมากกว่า เมื่อเป็นรถเก๋งมีน้ำหนักเบา แม้ว่ามันจะมีคุณสมบัติรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์เป็นอย่างดี ส่วนรถบรรทุกขนาดหนักนั้นจะมีความต้านทานของอากาศต่ำกว่ารถเก๋งที่มีความเร็วเดียวกัน พิจารณาที่ความเร็ว 112 กม./ชม.(70 mph) บนทางหลวงสมัยใหม่จะเห็นได้ว่ารถเก๋งจะใช้ 80 % ของแรงขับเคลื่อนไปในการเอาชนะความต้านทานของอากาศ จะเห็นได้ว่าการมีรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์ที่สมบูรณ์แบบนั้นเป็นสิ่ง ที่จำเป็นสำหรับรถขนาดเล็กที่วิ่งด้วยความเร็วสูง

ในทางตรงกันข้าม ความต้านทานของอากาศไม่มีผลมากนัก จนกว่าจะมีความเร็วสูงถึงจุดหนึ่ง สมมติว่าความต้านทานของอากาศจะมีผลมากพอสมควรหลังจากที่มีค่าสูงถึง 30 % ของความต้านทานการรกลิ้ง ($R_g = 0.3 R_r$) จะเห็นได้ว่าความต้องการของอากาศมีค่าน้อยมากจนสามารถตัดทิ้งไปได้ สำหรับรถเก๋งที่ความเร็วต่ำกว่า 32 กม./ชม.(20 mph)และสำหรับรถบรรทุกที่มีความเร็วต่ำกว่า 56 กม./ชม.(35 mph) ความต้านทานการรกลิ้งและความต้านทานของอากาศของรถเก๋งมีค่าเท่ากันที่ความเร็วประมาณ 56 กม./ชม. (35 mph) และ 88 กม./ชม. (55 mph)สำหรับรถบรรทุก

5. ความคล้ายคลึงของคุณลักษณะของความต้านทานของทางลาดชันกับความต้านทานความเฉื่อย ทำให้มันสามารถนำมาเปรียบเทียบกันได้ แรงขับเคลื่อนส่วนเกินจะทำให้เกิดอัตราเร่ง a หรือทำให้ยานยนต์สามารถไต่ทางลาดชัน G จากสมการ (5-12) และ (5-27) จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$a = \frac{gG}{100\gamma} \quad (5-38)$$



รูปที่ 5.14 การเปรียบเทียบความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานของอากาศ สำหรับรถเก๋งและรถบรรทุกขนาดใหญ่ สำหรับรถเก๋ง $W = 13\,350\text{ N}$, $c_d = 0.5$, และ $A = 2.7871\text{ ตร.ม.}$ สำหรับรถบรรทุก $W = 133\,500\text{ N}$, $c_d = 0.8$, และ $A = 6.503\text{ ตร.ม.}$ สมมติว่าความต้านทานการกลิ้งของยานยนต์ทั้ง 2 คัน ถูกสมมติว่ามีค่าเป็น $f = 0.01 (1 + V/160)$ สมมติว่าความต้านทานของอากาศไม่มีความสำคัญ ทางปฏิบัติจนกว่ามันจะมีค่าสูงถึง 30% ของความต้านทานการกลิ้ง พบว่าจะถึงค่านี้ที่ 32 กม./ชม. (20mph) สำหรับรถเก๋ง และ 56 กม./ชม. (35mph) สำหรับรถบรรทุก ที่ความเร็ว 112 กม./ชม. (70mph) ความต้านทานของอากาศจะใช้แรงขับเคลื่อนไป เป็นจำนวน 80% สำหรับรถเก๋ง แต่เพียง 60% สำหรับรถบรรทุก ความจริงนี้ได้พิสูจน์ถึงความสำคัญของการออกแบบตัวถังให้เป็นรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์ของรถเก๋ง

หมายความว่า ถ้ารู้อัตราเร่งสูงสุดบนทางราบ อัตราเร่ง a_g ในการไต่ทางลาดชัน $G\%$ จะคำนวณได้จาก

$$a_g = a - \frac{gG}{100\gamma} \tag{5-39}$$

เพราะฉะนั้น สำหรับทางลาดชัน 10% แรงขับเคลื่อนส่วนเกินค่าเดียวกันนี้จะทำให้เกิดความสามารถในการไต่เนินที่มีความลาดชัน 10% ด้วยความเร็วคงที่ หรือไม่ก็ทำให้เกิดอัตราเร่งบนทางราบมีค่าเท่ากับ $0.1 (g / \gamma) \text{ m/s}^2$

ตัวอย่างที่ 5.7 ถ้ากำลังของเครื่องยนต์ของรถยนต์ในตัวอย่างที่ 5.5 ทั้งหมดถูกใช้ไปในการเร่งความเร็วบนทางราบ และรถยนต์ใช้กำลังค่าเดียวกันนี้ไปในการเร่งขึ้นทางลาดชัน 1 ใน 5 ที่ความเร็วเดียวกัน จงหาอัตราเร่งในการแล่นขึ้นทางลาดชัน

วิธีทำ แรงขับเคลื่อนส่วนเกินจากความต้านทานทั้งหมดนอกจากความต้านทานของทางลาดชันตามตัวอย่างที่ 5.2 จะถูกนำไปใช้ในการเร่งความเร็ว แรงขับเคลื่อนส่วนนี้จะมีค่าเท่ากับความต้านทานของทางลาดชัน 40% นั่นเอง ดังนั้น

$$R_i = R_{g40\%} = \gamma m a$$

$$4709 = (1.0621)(1200)(a)$$

$$a = 3.695 \text{ m/s}^2$$

หรือคำนวณได้จาก
$$a = \frac{gG}{100\gamma} = \frac{9.81(40)}{100(1.0621)} = 3.695 \text{ m/s}^2$$

ดังนั้นอัตราเร่งในการไต่ทางลาดชัน 1 ใน 5 (20%) จะหาได้จาก

$$\begin{aligned} a_g &= a - \frac{gG}{100\gamma} = 3.695 - \frac{9.81(20)}{100(1.0621)} \\ &= 1.847 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

ตอบ

เอกสารอ้างอิง

1. Gillespie , Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale ,1992.
2. Steeds, W. Mechanics of Road Vehicles. Iliffe & Sons, London , 1960.
3. Taborek, Jaroslav J. Mechanics of Vehicles : Preceding Articles in MACHINE DESIGN, Extra Copies, 1958.
4. Wong, J. Y. Theory of Ground Vehicles, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York , 1993.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Barnnard, R.H. Road Vehicle Aerodynamic Design : An Introduction, Addison Wesley Longman, Essex, 1996.
2. Hucho , Wolf - Heinrich , Aerodynamics of Road Vehicles, 4th Ed., Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1998.
3. Milliken, William F. and Milliken , Douglas L. "Chapter 15 Applied Aerodynamics" Race Car Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.

แบบฝึกหัดบทที่ 5

- รถยนต์คันหนึ่งซึ่งมีมวล 1500 กก. คันหนึ่งจุดศูนย์ถ่วงอยู่ด้านหน้าเพลาล้อหลังเป็นระยะทาง 0.45 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อ ถ้ารถยนต์คันนี้วิ่งขึ้นเนินที่ลาดชันเป็นมุม 20° ด้วยความเร็ว 60 กม./ชม. จงหาความต้านทานการกลิ้งที่ล้อหน้าและล้อหลังแต่ละล้อ โดยใช้ f จากสมการของสถาบันเทคโนโลยีแห่งสตูทการ์ต สมมติว่าความดันลมยางเป็น 30 psi และจงหากำลังที่สูญเสียไปในการเอาชนะความต้านทานนี้ [ตอบ $R_r = 37.75 \text{ N}$, $R_{rr} = 46.15 \text{ N}$, $N_r = 2797 \text{ W}$]
- จากข้อที่ 1. ถ้าการเคลื่อนของล้อมีมุมลื่นไถล $\psi = 5^\circ$ จงหา แรงขับเคลื่อนที่จะต้องเอาชนะความต้านทานการกลิ้งและแรงทางด้านข้าง ที่เกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนนแต่ละล้อ [ตอบ $P = 37.89 \text{ N}$, $S = 3.303 \text{ N}$]
- จงเปรียบเทียบผลที่คำนวณได้จากสมการ(5-8)และ(5-9)สำหรับพื้นผิวคอนกรีตแห้งและยางมีความดัน 26 psi เมื่อรถยนต์แล่นด้วยความเร็ว 60, 128 และ 150 กม./ชม. [คำแนะนำ: ควรทำเป็นตารางเปรียบเทียบ]
- จงหาความต้านทานของความลาดชันของรถยนต์ในข้อ 1. และกำลังที่ต้องใช้ในการเอาชนะความต้านทานนี้ [ตอบ $R_g = 5033 \text{ N}$, $N_g = 83.88 \text{ kW}$]
- จงแสดงการระบุความสามารถในการไต่ทางลาดชัน (Gradability) 35° เป็น $\tan \theta$, เป็นความลาดชัน (Grade) เป็น %, และเป็นอัตราความลาดชัน (Grade Ratio) [ตอบ 70%, 7:10]
- รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์ถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง 0.55 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อซึ่งมีค่าเป็น 3.50 ม. ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและล้อข้างขวาเท่ากับ 1.20 ม. รถยนต์มีความสูง 1.50 ม. จงหาความต้านทานของอากาศและกำลังที่ต้องเอาชนะความต้านทานนี้ เมื่อรถเก๋งวิ่งด้วยความเร็ว 80 กม./ชม. [ตอบ $R_a = 244.4 \text{ N}$, $N_a = 5431 \text{ W}$, $c_a = 0.5$]
- ถ้ารถเก๋งในข้อ 6. เร่งความเร็วเป็น 100 กม./ชม. ภายในเวลา 2 นาที จงหาความต้านทานความเฉื่อย เมื่อรถเก๋งคันนี้มีอัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 และอัตราทดเกียร์สูงเป็น 1:1 [ตอบ $R_i = 74.67 \text{ N}$]
- จากข้อมูลในข้อ 6. และข้อ 7. จงหากำลังที่สูญเสียไปในระบบส่งกำลังและความต้านทานของระบบส่งกำลัง ถ้ารถเก๋งคันนี้ใช้ยางที่มีรัศมีการกลิ้ง 0.38 ม. [ตอบ $R_f = 68.13 \text{ N}$, $N_f = 1514 \text{ N}$]

9. ถ้าวางรถในข้อ 6 แล่นขึ้นเนินที่มีความลาดชัน 35 % โดยมีความเร็วคงที่ 80 กม./ชม. จงหาความต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมด, แรงขับเคลื่อน และแรงบิดของเครื่องยนต์โดยใช้ข้อมูลเกี่ยวกับระบบส่งกำลังและรัศมีการกลิ้งในข้อ 7 และข้อ 8 [ตอบ $N_f = 133.3 \text{ kW}$, $\sum R = 6000 \text{ N}$, $M_e = 675.6 \text{ N.m}$]

10. จงหาอัตราเร่งในการไต่ทางลาดชัน 15 % ของรถในข้อ 6 ตามข้อมูลในข้อ 9 ถ้าแรงขับเคลื่อนส่วนเกินจากความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานของอากาศ ถูกนำไปใช้ในการเร่งความเร็วบนทางราบทั้งหมด [ตอบ $a_g = 1.825 \text{ m/s}^2$]

11. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 kg มีระยะ Wheel base $L = 3.0 \text{ m}$, Wheel Track $S = 1.20 \text{ m}$, สูง 1.50 m จุดศูนย์กลางของรถเก๋งคันนี้อยู่กึ่งกลาง Wheel Track พอดีและอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง $L_f = 0.55 L$ และอยู่สูงจากพื้นถนนเป็นระยะทาง $H = 0.30 L$ ถ้าวางรถคันนี้วิ่งขึ้นทางลาดชัน 10% ด้วยความเร็ว 120 กม./ชม. คงที่โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 และอัตราทดเฟืองท้าย 3.6:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง จงหาความต้านทานการเคลื่อนที่รวมและกำลังที่ต้องใช้ในการเอาชนะความต้านทานการเคลื่อนที่เหล่านี้ [ตอบ $\sum R = 2568 \text{ N}$, $N = 85.6 \text{ kW}$]

12. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. มีระยะ wheel base $L = 3.0 \text{ m}$ Wheel Track $S = 1.20 \text{ m}$ สูง 1.50 m จุดศูนย์กลางของรถเก๋งคันนี้อยู่กึ่งกลาง Wheel Track พอดีและอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้าเป็นระยะทาง $L_f = 0.55 L$ และอยู่สูงจากพื้นถนนเป็นระยะทาง $H = 0.30 L$ ถ้าวางรถคันนี้วิ่งบนทางราบด้วยความเร็ว 80 กม./ชม. โดยเร่งความเร็วเป็น 100 กม./ชม. ภายใน 1500 ม. โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 และอัตราทดเฟืองท้าย 3.6:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง จงหาความต้านทานการเคลื่อนที่รวมและกำลังที่ต้องใช้ในการเอาชนะความต้านทานการเคลื่อนที่เหล่านี้ [ตอบ $\sum R = 764.2 \text{ N}$, $N = 16.98 \text{ kW}$]

13. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.5 S$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ มีค่า $L = 3000 \text{ mm}$, S คือระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา มีค่า $S = 1250 \text{ mm}$. และรถคันนี้สูง 1500 mm. ถ้าวางรถคันนี้วิ่งขึ้นทางลาดชัน 30% ด้วยความเร็ว 100 กม./ชม. โดยมีอัตราเร่ง 0.05 m/s^2 ในเกียร์ 4 อัตราทด 1:1, อัตราเฟืองท้าย 3.75:1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% จงหาแรงขับเคลื่อนที่จะต้องเอาชนะความต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมด และแรงบิดของเครื่องยนต์ที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนเพลาล้อด้วยความเร็วคงที่เมื่อรถคันนี้ใช้ล้อซึ่งมีรัศมีการกลิ้ง 335 มม. [ตอบ $P = 5764 \text{ N}$, $M_e = 564.1 \text{ N.m}$]

แผนการสอน

บทที่ 6 จุดศูนย์กลางและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์

ความคิดหลัก

การกระจายน้ำหนักลงบนล้อของยานยนต์ขึ้นอยู่กับตำแหน่งของจุดศูนย์กลางของยานยนต์เอง คุณลักษณะและสมรรถนะของยานยนต์จะถูกกำหนดด้วยการกระจายน้ำหนักลงบนล้อ และมีผลต่อเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์ โดยเฉพาะยานยนต์ที่มีภาระอยู่นอกฐานล้อ ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นต้องรู้วิธีหาตำแหน่งของจุดศูนย์กลาง และเข้าใจผลของมันที่มีต่อเสถียรภาพของยานยนต์

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์คำนวณหาตำแหน่งของจุดศูนย์กลางของยานยนต์ทั้งในสภาวะตัวเปล่าและบรรทุกภาระได้อย่างถูกต้อง สามารถคำนวณเสถียรภาพตามแนวแกนทั้งในแง่สถิตศาสตร์และพลศาสตร์ได้ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาตำแหน่งของจุดศูนย์กลางของยานยนต์ได้อย่างถูกต้อง
2. วิเคราะห์คำนวณหาโมเมนต์ความเฉื่อยของยานยนต์
3. คำนวณวิเคราะห์เสถียรภาพสถิตและพลศาสตร์ในทางตรงหรือตามแนวแกนของยานยนต์

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศีรษะ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 6 จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์

6.1 นำบท

ส่วนที่ 1 การหาจุดศูนย์ถ่วง

6.2 แรงปฏิกิริยาที่ล้อ

6.3 ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงตามแนวแกนและแนวขวาง

6.4 ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง

6.5 จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่บรรทุกภาระ

6.6 เสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์

ส่วนที่ 2 โมเมนต์พลศาสตร์และโมเมนต์สถิต

6.7 เสถียรภาพทางพลศาสตร์ในทิศทางการขับเคลื่อน

6.8 เสถียรภาพสถิต

5.9 การคำนวณเสถียรภาพ

ส่วนที่ 3 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

เอกสารอ้างอิง

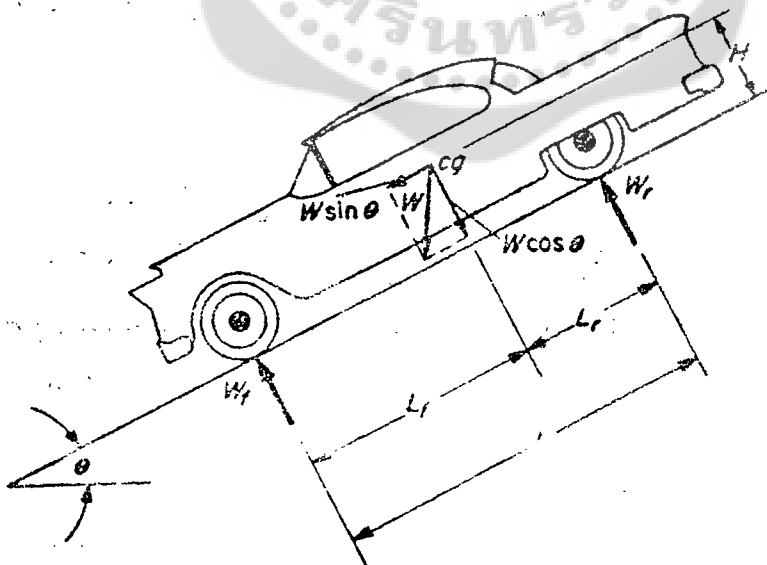
เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

จุดศูนย์ถ่วงและเสถียรภาพ ในแนวแกนของยานยนต์

6.1 นำบท

แรงซึ่งกระทำต่อยานยนต์ที่เคลื่อนที่ได้วิเคราะห์มาแล้วในบทที่แล้วนั้นเป็นปัจจัยที่จำเป็นในการคำนวณสมรรถนะและเสถียรภาพ คุณลักษณะของยานยนต์ทางสถิตศาสตร์ที่แน่นอน ซึ่งส่วนใหญ่จะถูกจำเพาะเจาะจงด้วยการกระจายน้ำหนักของยานยนต์ (บรรทุก หรือ ตัวเปล่า) นั้นมีความสำคัญต่อนักออกแบบยานยนต์ด้วย ในบทนี้จะกล่าวถึงการหาจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ในแนวยาว, แนวขวาง และแนวตั้ง ทั้งวิธีคำนวณและวิธีทดลอง



รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงปฏิกิริยาสถิตลงเพลาและตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วง
เพลาที่อยู่ข้างล่างของเนินจะรับภาระสูงกว่าเนื่องจากความสูงของจุดศูนย์ถ่วง

ส่วนที่ 1 การหาจุดศูนย์ถ่วง

6.2 แรงปฏิกิริยาที่ล้อ

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงปฏิกิริยาสถิตที่เพลากับตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงจะหาได้จากการพิจารณารูปที่ 6.1 แรงปฏิกิริยาที่เพล W_l และ W_r จะหาได้จากสมการการสมดุลโมเมนต์รอบจุดที่ล้อสัมผัสกับพื้น คือ

$$W_l = \frac{W}{L} [L_r \cos \theta + H \sin(\pm \theta)] \quad (6-1.1)$$

$$W_r = \frac{W}{L} [L_r \cos \theta - H \sin(\pm \theta)] \quad (6-1.2)$$

$$W \cos \theta = W_l + W_r \quad (6-1.3)$$

ในสมการเหล่านี้ถูกสมมติว่าโคออร์ดิเนตในแนวแกนของยานยนต์และแนวระดับ (L_r , L_f และ H) ของจุดศูนย์ถ่วงนั้นเป็นสิ่งที่รู้ค่า เพลที่อยู่ด้านล่างของทางลาดชันจะรับภาระมากกว่าเนื่องจากตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วง แต่ผลรวมของแรงปฏิกิริยาของทั้ง 2 เพลจะเท่ากับองค์ประกอบในแนวตั้งฉากกับทางลาดชันของน้ำหนัก เครื่องหมายบวกสำหรับมุม θ นั้นถูกเลือกใช้กับยานยนต์ที่ลงทางลาดชัน

6.3 ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงตามแนวแกนและแนวขวาง

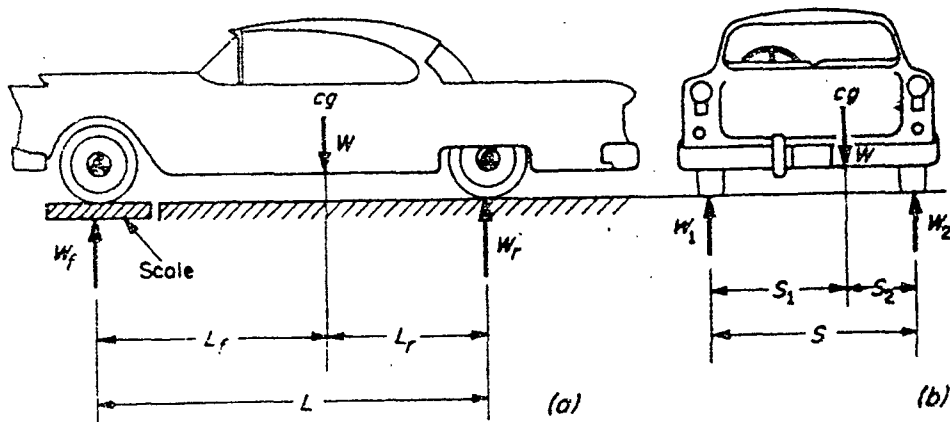
ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในทิศทางตามแนวแกนของยานยนต์สามารถหาได้จากการชั่งน้ำหนักยานยนต์ จากรูปที่ 6.2 a โดยเพลหนึ่งของยานยนต์อยู่บนตาชั่ง อีกเพลหนึ่งอยู่บนพื้นที่มีน้ำหนัก จะสามารถหาน้ำหนักที่ถ่ายลงบนเพลล้อหน้า W_f และเพลล้อหลัง W_r ได้ ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงจะหาได้จากสมการ

$$L_f = \frac{L W_r}{W} \quad (6-2.1)$$

$$L_r = \frac{L W_f}{W} \quad (6-2.2)$$

นอกจากโคออร์ดิเนต L_f และ L_r แล้ว ยังจะได้ระยะฐานล้อ (Wheelbase) L ซึ่งจะเป็นตัวช่วยในการตรวจสอบความแม่นยำของการคำนวณอีกด้วย คือ

$$L = L_f + L_r \quad (6-2.3)$$



รูปที่ 6.2 ชั่งน้ำหนักเพลาหน้าและเพลาหลังทีละครั้ง

- (a) จะให้ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงในแนวแกนตามยาวของตัวรถ เมื่อจุดศูนย์ถ่วงไม่ได้อยู่บนระนาบสมมาตร
 (b) สามารถชั่งน้ำหนักล้อทางด้านซ้ายและทางด้านขวา เพื่อหาตำแหน่งตามแนวขวางของจุดศูนย์ถ่วง

ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงตามแนวขวางของยานยนต์สามารถสมมติให้อยู่บนแกนสมมาตรของยานยนต์ได้ เฉพาะกับยานยนต์ที่มีการแผ่กระจายน้ำหนักอย่างสม่ำเสมอทั้ง 2 ข้างของแนวแกนตามความยาว สำหรับผลลัพธ์ที่แม่นยำหรือสำหรับยานยนต์ที่มีการกระจายน้ำหนักไม่สมมาตรทั้ง 2 ข้าง ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงจะหาได้ด้วยวิธีการที่คล้ายคลึงกันกับที่ทำมาแล้ว ในกรณีนี้ น้ำหนักของล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวาจะหาได้โดยการชั่งน้ำหนัก ดูรูปที่ 6.2 b และโคออร์ดิเนตของจุดศูนย์ถ่วงในแนวขวางกับตัวรถจะหาได้จาก

$$S_1 = \frac{SW_2}{W} \quad (6-3.1)$$

$$S_2 = \frac{SW_1}{W} \quad (6-3.2)$$

ตรวจสอบอีกครั้งหนึ่งว่า

$$S = S_1 + S_2 \quad (6-3.3)$$

ตัวอย่างที่ 6.1 รถเก๋งตัวเปล่าคันหนึ่งถูกนำไปซิ่ง ได้น้ำหนักที่กระจายลงบนล้อหน้าด้านขวา 2808 N, ล้อหน้าด้านซ้าย 3432 N, ล้อหลังด้านขวา 2592 N, ล้อหลังด้านซ้าย 3168 N จงหาตำแหน่งของจุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้

วิธีทำ น้ำหนักทั้งหมดของรถคันนี้ คือ

$$\begin{aligned} W &= W_{fr} + W_{rl} + W_{rr} + W_{rl} \\ &= 2808 + 3432 + 2592 + 3168 = 12\,000 \text{ N} \end{aligned}$$

น้ำหนักที่ตกลงบนเพลาล้อหน้า

$$W_f = 2808 + 3432 = 2640 \text{ N}$$

น้ำหนักที่ตกลงบนเพลาล้อหลัง

$$W_r = 2592 + 3168 = 5760 \text{ N}$$

น้ำหนักที่ตกลงบนล้อคู่ด้านซ้าย

$$W_1 = 3432 + 3168 = 6600 \text{ N}$$

น้ำหนักที่ตกลงบนล้อคู่ด้านขวา

$$W_2 = 2808 + 2592 = 5400 \text{ N}$$

ดังนั้น ตำแหน่งของจุดศูนย์กลางถ่วงในแนวแกน และแนวขวาง คือ

$$L_f = \frac{W_r}{W} L = \frac{5760}{12000} L = 0.48L$$

$$L_r = \frac{W_f}{W} L = \frac{2640}{12000} L = 0.22L$$

$$S_1 = \frac{W_2}{W} S = \frac{5400}{12000} S = 0.45S$$

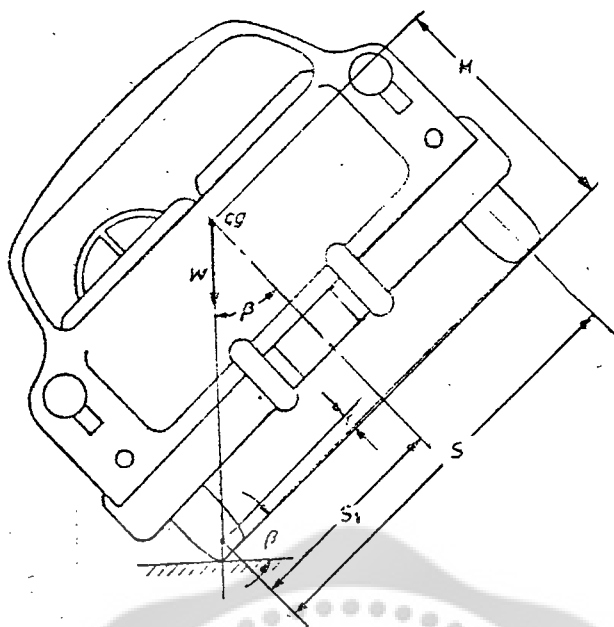
$$S_2 = \frac{W_1}{W} S = \frac{6600}{12000} S = 0.55S$$

ตอบ

6.4 ความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วง

การหาตำแหน่งในแนวตั้งของจุดศูนย์กลางถ่วง หรือระยะ H ในรูปที่ 6.3 นั้นยากกว่ามาก การหาระยะ H มีหลายวิธี ดังต่อไปนี้

1. วิธีเอียงข้าง
2. วิธีชั่งน้ำหนักโดยเพลาชั่งหนึ่งถูกยกลอยขึ้น
3. วิธีลูกตุ้ม



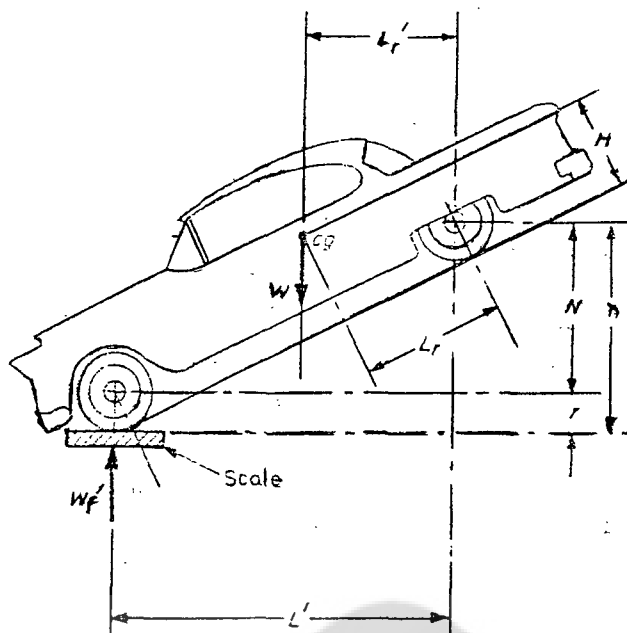
รูปที่ 6.3 โดยการเอียงยานยนต์ไปข้างหนึ่งจนกระทั่งมันอยู่ในสภาวะสมดุล ตำแหน่งในแนวตั้งของจุดศูนย์ถ่วงจะคำนวณออกมาได้จากกรวัด มุมเอียงวิธีหาจุดศูนย์ถ่วงแบบนี้ล้อหน้าและล้อหลังจะต้องมีระยะห่างระหว่างล้อเท่ากัน

6.4.1 วิธีเอียงข้าง ยานยนต์จะถูกยกเอียงด้าน ดูรูปที่ 6.3 แล้ววัดค่าของมุมเอียง β ออกมาในขณะที่ยานยนต์อยู่ในสภาวะสมดุล โดยการตรวจสอบเรขาคณิตของยานยนต์ที่ยกเอียงข้าง คือ

$$\tan \beta = S_1 / (H - r)$$

$$H = 1 + \frac{S_1}{\tan \beta} \quad (6-4)$$

วิธีนี้สมมติไว้ก่อนว่าหน้าตัดของยางตรงจุดสัมผัสสัมผัสแนกกลม (จุดสัมผัสระหว่างยางกับพื้น) และสมมติว่ารั้วระยะที่แท้จริงของ S_1 ซึ่งเป็นตำแหน่งทางด้านข้างของจุดศูนย์ถ่วง ความแม่นยำของวิธีนี้เป็นสิ่งที่ถามกันมาก เพราะว่าเงื่อนไขเหล่านี้ไม่มีในสภาพความเป็นจริง ยิ่งกว่านั้น การวัดมุมก็มีปัญหาด้วย เพื่อให้ได้ผลการทดลองที่ดีที่สุดที่เป็นไปได้จะต้องเติมลมยางให้แข็งมาก ๆ และควรล้อสปริงหรือแหนบให้อยู่ในตำแหน่ง เพื่อป้องกันการยุบตัวของสปริงหรือแหนบที่ไม่เท่ากัน สิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้คือการยุบตัวของยาง จะทำให้เกิดความผิดพลาดที่ควบคุมไม่ได้ ถ้าใช้ยางที่มีความดันสูงกว่าความดันใช้งานตามความเป็นจริง จะต้องมีการแก้ไขผลอันนี้สำหรับรั้วที่มีประสิทธิภาพของยางในผลลัพธ์ขั้นสุดท้าย วิธีหาจุดศูนย์ถ่วงวิธีนี้จะใช้ได้เฉพาะกับยานยนต์ที่มีล้อหน้าและล้อหลังอยู่ในแนวเส้นตรงเดียวกัน ล้อที่ไม่อยู่ในแนวเดียวกันเวลาเอียงจะไม่ขนานกับแกนสมมาตรของยานยนต์ ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่จำเป็นสำหรับการใช้วิธีนี้



รูปที่ 6.4 ความสูงของจุดศูนย์ถ่วงสามารถหาได้โดยการชั่งน้ำหนักเพลลาหนึ่งโดยอีกเพลลาหนึ่งถูกยกให้ลอยสูงขึ้นเป็นระยะทาง n โดยที่เรารู้ตำแหน่งในแนวแกนของจุดศูนย์ถ่วงคือระยะ L_r จะคำนวณหา L_r' ออกมาได้จากสมการ (6-5) จะทำให้สามารถเขียนเส้น 2 เส้นตัดกันที่จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ความสูง H สามารถวัดออกมาจากจุดตัดที่เป็นจุดศูนย์ถ่วงนั้น

6.4.2 วิธีชั่งน้ำหนักโดยเพลลาข้างหนึ่งถูกยกขึ้น วิธีนี้ต้องการการชั่งน้ำหนักของเพลลาข้างหนึ่ง ส่วนเพลลาอีกข้างหนึ่งนั้นถูกยกลอยขึ้นเป็นระยะความสูง n ใด ๆ ดูรูปที่ 6.4 ความสูงที่แท้จริงของเพลลาที่ถูกยกระดับขึ้นไม่สำคัญ มุมเอียงจะต้องวัดด้วยความแม่นยำ ตามปกติจะหาจากระยะ L_r และ n สปริงหรือแหวนควรจะถูกล็อคไว้ในตำแหน่งปกติ และจะต้องรู้ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวแกนตามยาวของยานยนต์ ในการยกเพลลาให้ลอยขึ้น จะต้องระวังไม่ให้แม่แรงยกรถไปถูกส่วนหนึ่งส่วนใดของยานยนต์ ยกเว้นที่เพลลาเท่านั้น เพราะว่าจะมีผลทำให้ผลลัพธ์ผิดพลาดไปได้

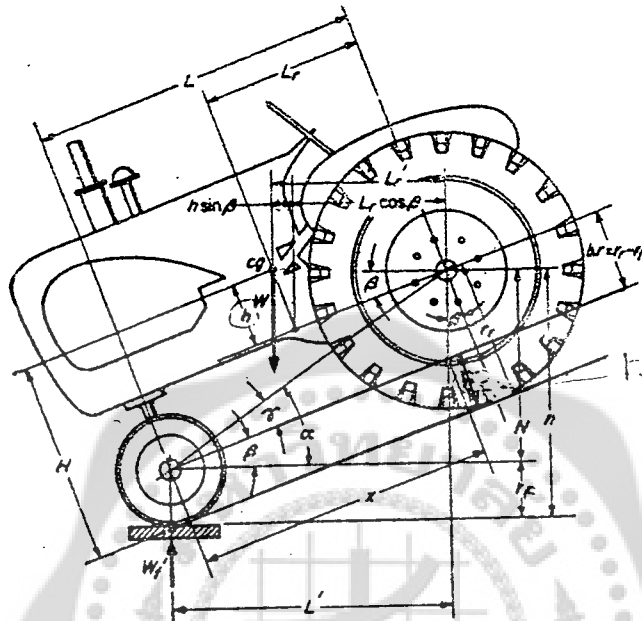
วิธีนี้สามารถใช้กับการจัดตำแหน่งล้ออย่างใดก็ได้ ยกตัวอย่างเช่น กับยานยนต์ 3 ล้อ และกับยานยนต์ที่ยางโตไม่เท่ากัน ผลลัพธ์จะได้ออกมาโดยทางวิธีกราฟ หรือวิธีคำนวณ ดังต่อไปนี้

วิธีกราฟ ในการประยุกต์ใช้งานหลายอย่าง วิธีกราฟอย่างง่าย ๆ ให้ค่า H ออกมาอย่างรวดเร็วโดยมีความแม่นยำเพียงพอ วัดความสูงของการยกเพลลาลอย n และชั่งน้ำหนักเพลลาที่อยู่ต่ำกว่า W_f' ดูรูปที่ 6.4 ระยะทาง L_r' จะคำนวณได้จากสมการ

$$L_r' = \frac{W_f' L_r}{W} = \frac{W_f'}{W} \sqrt{L^2 - N^2} \quad (6-5)$$

เมื่อ $N = n - r$

ระยะนี้จะทำให้สามารถสร้างเส้นในแนวตั้งซึ่งผ่านตำแหน่งจุดศูนย์กลางถ่วงในแนวแกนตามยาวของยานยนต์และเป็นสิ่งที่บอกถึงตำแหน่งของจุดศูนย์กลางถ่วงในแนวระดับ ความสูง H จะได้ต่อมาจากการเขียนรูป ค่าที่ได้ออกมานั้นมี ความแม่นยำเพียงพอกับการคำนวณสมรรถนะตามปกติ



รูปที่ 6.5 เมื่อล้อหน้าและล้อหลังมีขนาดต่างกัน

ความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงจะสามารถคำนวณได้จากสมการ (6-10) และ (6-13) การวัดที่ต้องการคือ

1. น้ำหนักของเพลาน้ำโดยยานยนต์อยู่บนพื้นระดับ W_1
2. น้ำหนักของเพลาน้ำ เมื่อเพลาล้อหลังถูกยกกลอย ขึ้น W_2'
3. ความสูงของเพลาล้อหลัง n

วิธีคำนวณ วิธีนี้ใช้กับการหาตำแหน่งในแนวตั้งของจุดศูนย์กลางถ่วง สำหรับกรณีที่ยู่ยก เช่น ยางหน้าและยางหลังมีขนาดไม่เท่ากัน รูปที่ 6.5 ได้แสดงวิธีนี้ไว้

ให้ความแตกต่างของรัศมีประสิทธิผลของยางล้อหน้ากับล้อหลังเมื่อรับน้ำหนัก เป็น Δr ซึ่ง

$$\Delta r = r_f - r_r \quad (6-6)$$

และ r_f กับ r_r คือ รัศมีของยางหน้ากับยางหลัง ตามลำดับ จากการตรวจสอบ (รูปที่ 6.5)

$$\begin{aligned} L' &= L \cos \beta + h \sin \beta \\ L' &= x \cos \beta = (L - \Delta r \tan \beta) \cos \beta \end{aligned} \quad (6-7)$$

หารทั้ง 2 ข้างด้วย $\cos \beta$ แล้วแทนค่า L' กับ L' ลงในสมการ (6-5) จะได้

$$W_2' L - W_1' \Delta r \tan \beta = W L_f + W h \tan \beta \quad (6-8)$$

สำหรับการคำนวณที่ง่ายขึ้น สามารถกำจัด L ออกไปโดยแทนค่า

$$WL_r = W_r L \quad (6-9)$$

จากสมการ (6-2) ความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงที่สูงกว่าจุดศูนย์กลางของล้อหลัง คือ

$$h = \frac{L(W_r' - W_r)}{(W \tan \beta)} - \frac{W_r' \Delta r}{W} \quad (6-10)$$

มุม β ไม่สามารถวัดออกมาได้โดยตรง และจะสามารถคำนวณได้จาก $\beta = \alpha - \gamma$, เมื่อมุมเหล่านี้มีค่าเป็น

$$\begin{aligned} \tan \alpha &= \frac{N}{L'} \\ \tan \gamma &= \frac{\Delta r}{L} \end{aligned} \quad (6-11)$$

ด้วยเหตุนี้

$$\tan \beta = \tan (\alpha - \gamma) = \frac{\tan \alpha - \tan \gamma}{1 + \tan \alpha \tan \gamma} = \frac{LN - \Delta r L'}{LL' + \Delta r N} \quad (6-12)$$

สุดท้าย ความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงจากพื้น

$$H = r_f + h = r_f + \frac{L(LL' + \Delta r N)}{(LN - \Delta r L')} \left(\frac{W_r' - W_r}{W} \right) - \frac{\Delta r W_r'}{W} \quad (6-13)$$

เพื่อจำกัดการวัดความยาวในตำแหน่งที่ลอยยกระดับเป็น n เพียงอย่างเดียว, สามารถกำจัด L' ออกไปโดยใช้ความสัมพันธ์

$$\begin{aligned} L' &= \sqrt{L^2 - N^2 + (\Delta r)^2} \\ &= [L^2 - (n - r_f)^2 + (\Delta r)^2]^{0.5} \end{aligned} \quad (6-14)$$

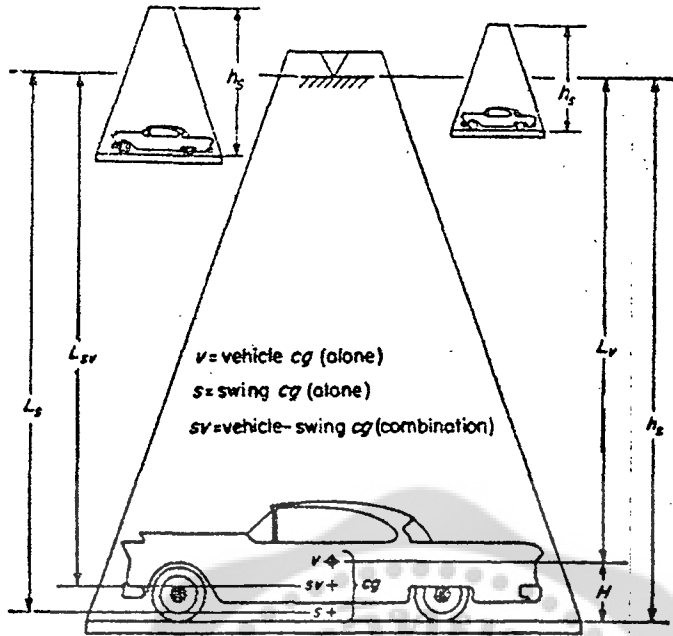
สิ่งที่จำเป็นต้องวัดมีต่อไปนี้เป็น $W_r =$ น้ำหนักที่เพลาล้อหน้า เมื่อยานยนต์จอดอยู่บนพื้นราบ, $W_r' =$ น้ำหนักที่เพลาล้อหน้าเมื่อเพลาล้อหลังถูกยกลอยขึ้น และ $n =$ ความสูงของจุดศูนย์กลางเพลาล้อหลังที่ถูกยกลอยขึ้น

สำหรับยานยนต์ที่ใช้ยางล้อหน้าและล้อหลังขนาดเท่ากัน สมการ (6-13) จะถูกทำให้ง่ายขึ้น เพราะว่า

$\Delta r = 0$ และ $\gamma = 0$ จะได้

$$H = r_f + (W_r' - W_r) \frac{L\sqrt{L^2 - N^2}}{(WN)} \quad (6-15)$$

การคำนวณหาความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงด้วยวิธีนี้ไม่จำเป็นต้องใช้เครื่องมือพิเศษใด ๆ และมีความละเอียดแม่นยำสูง แต่ขอแนะนำให้ทำการคำนวณหลาย ๆ ครั้ง ที่ระดับความสูงของเพลาล้อหลังต่างๆ กัน และทดลองโดยการสลับเปลี่ยน เพลาล้อหน้าถูกยก ส่วนเพลาล้อหลังนั้นอยู่บนตาชั่งแทน



รูปที่ 6.6 การหาความสูงของจุดศูนย์ถ่วงโดยวิธีลูกตุ้ม โครงสร้างที่แกว่งได้ (มีความสูง h_s และ h_v) ถูกนำมาใช้และเวลาในการแกว่งของแต่ละโครงสร้างถูกวัดโดยยานยนต์ที่อยู่บนแทน เมื่อรู้ข้อมูลอื่น ๆ ของลูกตุ้มก็จะสามารถคำนวณหาความสูงของจุดศูนย์ถ่วงได้

6.4.3 วิธีลูกตุ้ม วิธีการหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวตั้งนี้มีพื้นฐานอยู่บนกฎทางกายภาพที่ใช้ในการหาคาบของการแกว่ง (Oscillation Period) ของลูกตุ้มแบบผสม (Compound Pendulum) เป็นฟังก์ชันของตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงของมวลที่เกิดการแกว่ง การวัดจะประกอบด้วยโครงสร้างลูกตุ้ม 2 อัน ซึ่งมีความยาวเป็น h_s กับ h_v แขนงอยู่บนสันค่อมมีด ดูรูปที่ 6.6 ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงของโครงสร้างลูกตุ้ม (ตอนไม่มีน้ำหนัก) และระยะเวลาในการแกว่งเป็นสิ่งที่รู้ค่า ยานยนต์ถูกวางบนโครงสร้างลูกตุ้มทั้งอันที่ยาวและอันที่สั้น แล้ววัดระยะเวลาในการแกว่งของระบบรวม ความสูงของจุดศูนย์ถ่วงจะคำนวณออกมาได้จากระยะเวลาในการแกว่ง ซึ่งจะได้จากสมการ

$$H = \frac{[W_s L_s (T_s^2 - T_{sv}^2) - W_s L_s (T_s^2 - T_{sv}^2) + W_v (T_{sv}^2 h_s - T_{sv}^2 h_v) - 4\pi^2 m_v (h_s^2 - h_v^2)]}{W_v (T_{sv}^2 - T_{sv}^2) - 8\pi^2 m_v (h_s - h_v)} \quad (6-16)$$

เทอมต่าง ๆ ในสมการ (6-16) ส่วนใหญ่ทราบค่า ยกเว้นค่าของ T_{sv} กับ T_{sv} ซึ่งเป็นเวลาในการแกว่งของลูกตุ้มสั้นกับลูกตุ้มยาว ตามลำดับ เท่านั้น โดยมียานยนต์อยู่บนลูกตุ้ม

สำหรับการวัดที่ต้องการความแม่นยำมาก ๆ จะต้องเอาผลของการลอยตัวของยานยนต์ในอากาศ และการเพิ่มของมวลเนื่องจากอากาศถูกกักไว้ในยานยนต์มาพิจารณาด้วย ตามปกติการลอยตัวของโครงสร้างที่แกว่งไปนั้นน้อยมากจนตัดทิ้งไปได้

จากคำอธิบายสั้นๆนี้จะเห็นได้ว่าวิธีลูกตุ้มต้องการเครื่องมือวัดที่เที่ยงตรง เพราะฉะนั้นจึงพบเฉพาะในห้องปฏิบัติการที่มีเครื่องทดลองครบสมบูรณ์เท่านั้น วิธีนี้กล่าวอ้างว่ามีความแม่นยำที่สุด คือ ความผิดพลาดอยู่ในช่วงระหว่าง $\pm 1\%$ เท่านั้น

ตัวอย่างที่ 6.2 เมื่อนำรถยนต์ในตัวอย่างที่ 6.1 ไปทดสอบหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวดิ่งโดยการเอียงข้างพบว่ามุมเอียง $\beta = 33.5^\circ$, รัศมีของมุมยาง $r = 30$ mm และระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายกับล้อด้านขวา $S = 1300$ mm และระยะฐานล้อ 2500 mm จงคำนวณหาความสูงของจุดศูนย์ถ่วงของรถยนต์คันนี้

วิธีทำ ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง

$$\begin{aligned} H &= r + S_1 / \tan \beta \\ &= 30 + (0.45 \times 1300) / \tan 33.5^\circ \\ &= 913.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

หรือเขียนให้อยู่ในเทอมของระยะฐานล้อ คือ

$$H = \frac{913.8}{2500} L = 0.366L$$

ตอบ

ตัวอย่าง 6.3 เมื่อนำรถยนต์ในตัวอย่างที่ 6.1 ไปทดสอบหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวดิ่งโดยวิธีซึ่งน้ำหนักเพลาล้อหน้า และยกเพลาล้อหลังให้ลอยขึ้นเป็นระยะห่าง 750 mm ซึ่งน้ำหนักที่ตกลงบนเพลาล้อหน้าได้ 6300 N ล้อหน้าและล้อหลังมีรัศมี 380 mm เท่ากัน จงคำนวณหาความสูงของจุดศูนย์ถ่วงของรถยนต์คันนี้

วิธีทำ ความสูงของจุดศูนย์ถ่วงจะคำนวณได้จาก

$$H = r_f + (W'_f - W_f) \frac{L\sqrt{L^2 - N^2}}{WN}$$

$$R_f = r_f - 380 \text{ mm}$$

$$N = n - r_f = 750 - 380 = 370 \text{ mm}$$

$$L = 2500 \text{ mm (ดูตัวอย่างที่ 6.2)}$$

$$W'_f = 6300 \text{ N}$$

$$W_f = 6240 \text{ N}, W = 12000 \text{ (ดูตัวอย่างที่ 6.1)}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น} \quad H &= 380 + (6620 - 6240) \frac{2500\sqrt{2500^2 - 370^2}}{12000(370)} \\ &= 909 \text{ mm} \end{aligned}$$

หรือเขียนให้อยู่ในเทอมของระยะฐานล้อ ได้เป็น

$$H = \frac{909}{2500} L = 0.364L$$

ตอบ

6.5 จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่บรรทุกภาระ

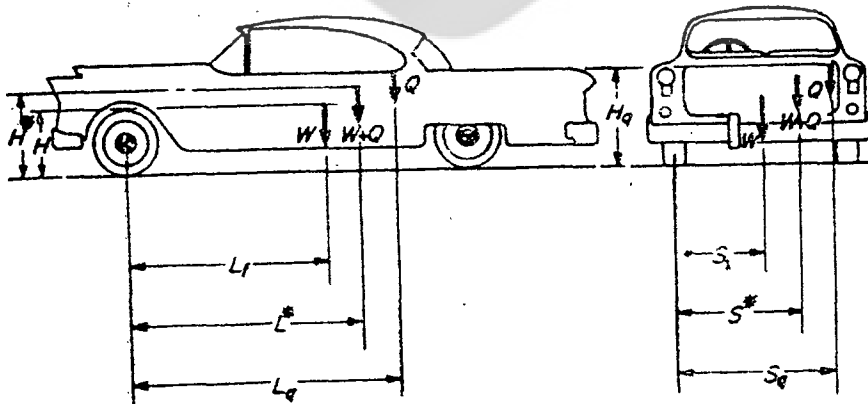
ด้วยเหตุผลทางปฏิบัติ จุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์มักจะถูกหาออกมาในสถานะที่เป็นตัวเปล่า แต่การคำนวณสมรรถนะตามปกติมักจะต้องการรู้ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในสถานะบรรทุกภาระ สำหรับยานยนต์ที่ทำงานภายใต้การเปลี่ยนแปลงภาระ สถานะทั้ง 2 นี้มีความสำคัญ คือ แรงขับเคลื่อนและสมรรถนะการห้ามล้อที่น้อยที่สุดที่จะกระทำต่อยานยนต์ในขณะตัวเปล่า ในขณะที่การคำนวณสมรรถนะและเสถียรภาพอื่นๆ จะใช้ข้อมูลยานยนต์ในขณะบรรทุกภาระ

จุดศูนย์ถ่วงของภาระตามปกติ มักจะคำนวณได้โดยง่าย กำหนดให้ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของภาระ O ใด ๆ เป็นโคออร์ดิเนตที่กำหนด L_q , H_q และ S_q จากรูปที่ 6.7 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่รับภาระจะเป็น

$$\begin{aligned}
 L^* &= \frac{(WL_f + \sum QL_q)}{(W + \sum Q)} \\
 H^* &= \frac{(WH + \sum QH_q)}{(W + \sum Q)} \\
 S^* &= \frac{(WS_s + \sum QS_q)}{(W + \sum Q)}
 \end{aligned}
 \tag{6-17}$$

ค่าที่มีเครื่องหมาย * กำกับหมายถึงโคออร์ดิเนตของจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่รับภาระ

ความรู้เกี่ยวกับตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์จะนำไปสู่การหาค่าเสถียรภาพทางสถิตยศาสตร์และทางพลศาสตร์ที่ด้านทานการพลิกคว่ำ ปัญหาที่สำคัญของยานยนต์ที่ถูกออกแบบให้รับภาระไว้บนกระยะฐานล้อของมันจะกล่าวถึงในส่วนที่ 2 ตัวอย่างของยานยนต์เช่นนี้คือ รถฟอร์คลิฟท์, รถตัก, รถขุด และ รถเครน เป็นต้น



รูปที่ 6.7 ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ที่บรรทุกภาระ (รู้จุดศูนย์ถ่วงของภาระและจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์ตัวเปล่า) จะสามารถคำนวณได้จากสมการ (6-17)

ตัวอย่างที่ 6.4 ถักรถยนต์ในตัวอย่างที่ 6.1 เป็นรถเก๋ง 2 ตอน ถูกออกแบบมาให้รับภาระเต็มก็คือผู้โดยสารและคนขับรวม 5 คน และสัมภาระอีก 200 kg สมมุติให้ผู้โดยสารและคนขับที่เบาะหน้า 2 คน ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงอยู่หลังเพลาล้อหน้า 0.4 L ผู้โดยสารนั่งที่เบาะหลัง 3 คน ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหลัง 0.2 L สูงจากพื้นถนน 0.32 L สัมภาระเก็บในกระโปรงหลัง ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหลัง 0.2 L สูงจากพื้นถนน 0.16 L เลี่ยมมวลของผู้โดยสารและคนขับประมาณคนละ 65 kg จงคำนวณหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงของรถยนต์คันนี้เมื่อบรรทุกภาระเต็มที่

วิธีทำ ผลรวมของโมเมนต์ของผู้โดยสารและสัมภาระคือ

$$\begin{aligned}\sum QL_q &= 2(65 \times 9.81)(0.4 \times 2500) + 3(65 \times 9.81)(0.8 \times 2500) + (200 \times 9.81)(1.2 \times 2500) \\ &= 10\,987\,200 \text{ N.m}\end{aligned}$$

$$\sum Q = 5(65 \times 9.81) + (200)(9.81) = 5150.25 \text{ N}$$

$$\begin{aligned}\sum QS_q &= 5(65 \times 9.81)(0.5 \times 1300) + (200 \times 9.81)(0.5 \times 1300) \\ &= 3\,347\,662.5 \text{ N.m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum QH_q &= 5(65 \times 9.81)(0.32 \times 2500) + (200 \times 9.81)(0.16 \times 2500) \\ &= 3\,335\,400 \text{ N.m}\end{aligned}$$

จากตัวอย่างที่ 6.1 เราได้ $W = 12\,000 \text{ N}$, $L_i = 0.48 \text{ L}$, $S_i = 0.45 \text{ S}$, และใช้ค่า H จากตัวอย่างที่ 6.3 คือ $H = 0.364 \text{ L}$ ดังนั้น

$$L^* = \frac{12000(0.48 \times 2500) + 10987200}{12000 + 5150.25} = 1480.3 \text{ mm} = 0.592 \text{ L}$$

$$S^* = \frac{12000(0.45 \times 1300) + 3347662.5}{12000 + 5150.25} = 604.5 \text{ mm} = 0.465 \text{ S}$$

$$H^* = \frac{12000(0.364 \times 2500) + 3335400}{12000 + 5150.25} = 831.2 \text{ mm} = 0.332 \text{ L}$$

ตอบ

6.6 เสถียรภาพในแนวแกนของยานยนต์

เสถียรภาพในการต่อต้านการพลิกคว่ำไม่ว่าจะเป็นทางด้านข้างหรือทางด้านตามแนวแกนของยานยนต์เป็นคุณลักษณะที่จำเป็นของยานยนต์ใด ๆ ที่มีการทรงตัวที่ดี ปัญหาการพยากรณ์เสถียรภาพในการพลิกคว่ำนั้นมีความสำคัญโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์อยู่สูง หรือเมื่อยานยนต์ถูกออกแบบมาเพื่อรับภาระที่อยู่นอกกระแสน้ำล้นของมัน ยกตัวอย่างเช่น รถฟอร์ค ลิฟท์, รถขุด และรถเครน เป็นต้น

ส่วนที่ 2 โมเมนต์พลศาสตร์และโมเมนต์สถิต

6.7 เสถียรภาพทางพลศาสตร์ในทิศทางของการขับเคลื่อน

ในกรณีทั่วไป โมเมนต์ที่มีผลต่อเสถียรภาพทางพลศาสตร์ในแนวแกนของยานยนต์คือ

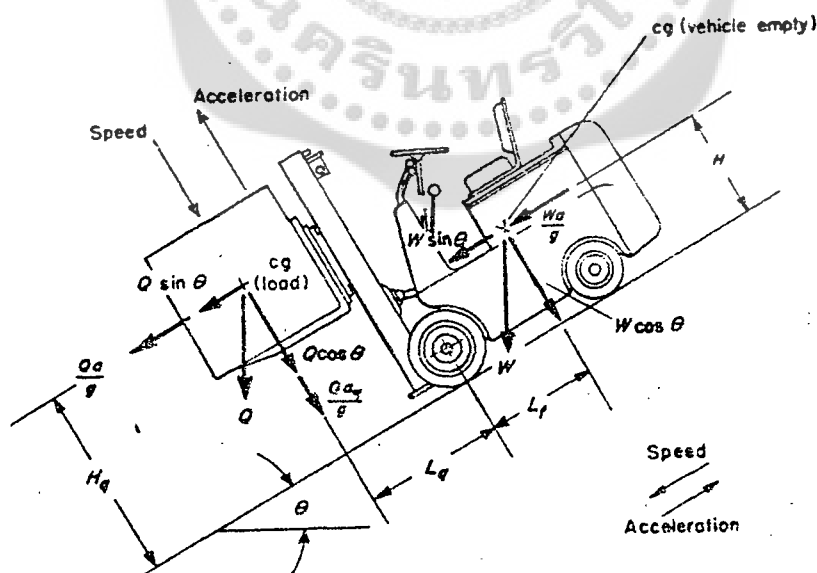
1. โมเมนต์สถิตของยานยนต์ที่บรรทุกภาระ และยานยนต์ตัวเปล่าบนพื้นราบ
2. โมเมนต์สถิตเนื่องจากความลาดชันของพื้นถนน
3. โมเมนต์เนื่องจากอัตราเร่งของยานยนต์ ในทิศทางการเคลื่อนที่
4. โมเมนต์เนื่องจากแรงของอัตราเร่ง ในการยกภาระขึ้น หรือลง

ตัวอย่างของผลของแรงเหล่านี้ในกรณีที่เลวร้ายที่สุด ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.8 เมื่อรถฟอร์คลิฟท์ในรูปกำลังหมุนลงไปตามทางเอียง และภาระถูกหน่วงในขณะที่เคลื่อนที่ลงด้านล่าง สมดุลโมเมนต์รอบจุดที่ยางล้อหน้าสัมผัสพื้นจะให้สมการเป็น

Stabilizing Moment = Overturning Moment

$$L_f W \cos \theta = L_q Q \cos \theta + H_q Q \sin \theta + \frac{QaH_q}{g} + HW \sin \theta + \frac{WaH}{g} + \frac{Qa_q L_q}{g} \quad (6.18)$$

แน่นอนว่าสมการนี้ใช้ได้กับสถานะสมดุล ในทางปฏิบัติโมเมนต์ที่ทำให้เกิดเสถียรภาพ (Stabilizing Moment) จะต้องถูกทำให้มีค่ามากกว่าโดยตัวประกอบเสถียรภาพ (Stabilizing Factor) σ ซึ่งกำหนดให้เป็นอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์ที่ทำให้เกิดเสถียรภาพกับโมเมนต์ที่ทำให้เกิดการพลิกคว่ำ (Overturning Moment)



รูปที่ 6.8 รถฟอร์คลิฟท์ถูกใช้เป็นตัวแทนของยานยนต์ที่ถูกออกแบบให้บรรทุกภาระอยู่นอกช่วงฐานล้อในรูปแสดงปัจจัยที่มีผลต่อเสถียรภาพสำหรับกรณีทั่วไปคือเส้นทางลาดชัน มีอัตราหน่วงในการเคลื่อนที่แบบ Translation และมีอัตราหน่วงของภาระในขณะยกภาระลงข้างล่าง

เสถียรภาพสามารถแสดงโดยอาจจะเป็นอัตราส่วนหรือไม่ก็เป็นร้อยละของ Stability Margin ซึ่งทั้ง 2 มีความสัมพันธ์กันด้วย

$$\text{Stability Margin (\%)} = (\sigma - 1) \times 100 \quad (6.19)$$

จัดรูปสมการ (6-18) ใหม่โดยให้ตัวประกอบที่มีผลต่อเสถียรภาพเป็นกลุ่มของตัวมันเอง จะได้

$$\sigma = \frac{1}{A + B + C + D} \quad (6.20)$$

เมื่อ $A =$ โมเมนต์สถิตบนพื้นระดับ

$$= \frac{Q L_q}{W L_r}$$

$B =$ โมเมนต์เนื่องจากทางลาดเอียง

$$= \frac{\tan \theta (W H + Q H_q)}{(W L_r)}$$

$C =$ โมเมนต์เนื่องจากอัตราเร่งของยานยนต์

$$= \frac{a(W H + Q H_q)}{(g L_r W \cos \theta)}$$

$D =$ โมเมนต์เนื่องจากอัตราเร่งของภาระ

$$= \frac{a_q Q L_q}{(g L_r W \cos \theta)}$$

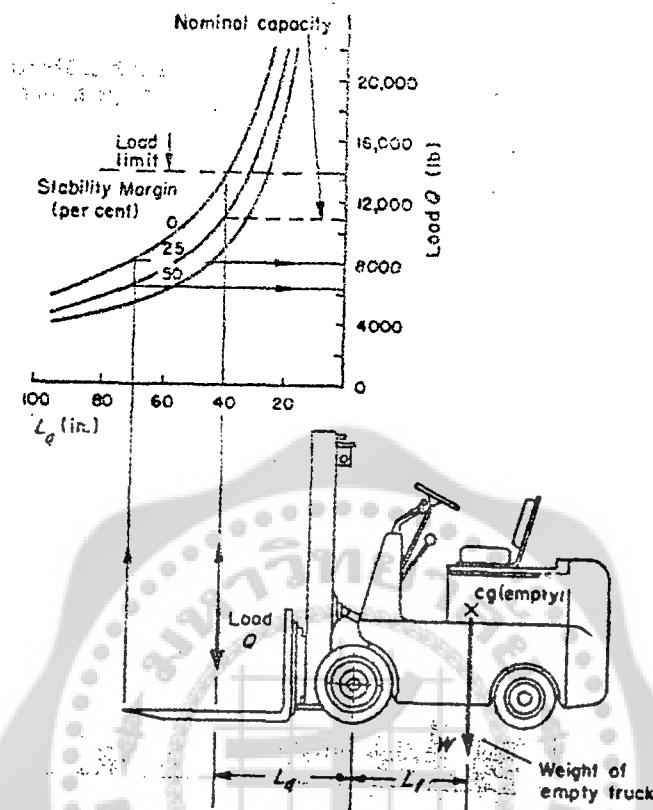
เทอมที่เป็นผลของทางลาดชันหรืออัตราเร่งอาจจะมีผลทำให้เกิดการพลิกคว่ำหรือทำให้เกิดเสถียรภาพก็ได้ขึ้นอยู่กับทิศทางของทางลาดเอียงและทิศทางของอัตราเร่ง ข้อตกลงในการกำหนดเครื่องหมายคือ $+\theta$ สำหรับลงเนิน, $+a$ สำหรับการห้ามล้อ, $+a_q$ สำหรับการหน่วง

6.8 เสถียรภาพสถิต

สมการ (6.20) นั้นใช้ยากและต้องการค่าของ θ , a และ a_q ในทางปฏิบัติเสถียรภาพมักจะถูกหาจากสภาวะสถิตที่อยู่บนพื้นราบเท่านั้น ในกรณีเช่นนี้จะต้องรู้ตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของยานยนต์และภาระ ค่าของตัวประกอบเสถียรภาพสถิตจะถูกเลือกจากพื้นฐานของประสบการณ์ แหน่อนจะต้องมีการปรับแต่งสำหรับการใช้งานเฉพาะอย่างแต่ละกรณีเพื่อให้มี Safety Margin เพียงพอสำหรับสภาวะทางพลศาสตร์และทางลาดชันที่ห้ามุมกับแนวระดับ

ในรูปที่ 6-9 รถฟอร์คลิฟท์ถูกแสดงอยู่บนพื้นระดับ ตัวประกอบเสถียรภาพ คือ

$$\sigma = \frac{L_r W}{L_q Q} \quad (6-21)$$



รูปที่ 6.9 เทคนิคในการระบุความสามารถสำหรับยานยนต์ที่บรรทุกภาระอยู่นอกช่วงฐานล้อ ตัวประกอบเสถียรภาพถูกกำหนดไว้ว่าเป็นอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์เสถียรภาพกับโมเมนต์พลิกคว่ำ ความสัมพันธ์ระหว่างภาระ Q กับแขนของภาระ L_q ถูกเขียนเป็นกราฟเป็นกลุ่มของเส้นพาราโบลา โดยมี σ เป็นพารามิเตอร์

ซึ่งเหมือนกับสมการ (6-20) ถ้าใช้กับสภาวะอยู่นิ่งบนพื้นราบ

ปรากฏว่าเสถียรภาพไม่เพียงจะถูกกำหนดจากน้ำหนักของภาระเท่านั้น แต่ยังถูกกำหนดจากโมเมนต์ของมันรอบจุดพลิกคว่ำอีกด้วย สำหรับตัวประกอบเสถียรภาพที่กำหนดค่าหนึ่ง ผลคูณของภาระ Q กับแขนของโมเมนต์ L_q จะมีค่าคงที่ ความสัมพันธ์ดังกล่าวแสดงโดยกราฟเป็นเส้นโค้งพาราโบลา ดูรูปที่ 6.9

ในขณะที่ค่าของตัวแปรทั้ง 2 ไม่มีขีดจำกัดทางทฤษฎี เมื่อผลของเสถียรภาพเข้ามาเกี่ยวข้องกับ ขนาดของภาระ จะถูกจำกัดโดยความแข็งแรงของชิ้นส่วนโครงสร้างของยานยนต์ และการพิจารณาทางปฏิบัติจะจำกัดความยาวของแขนโมเมนต์

6.9 การคำนวณเสถียรภาพ

เทคนิคที่ใช้ในการคำนวณเสถียรภาพจะแสดงได้ดีที่สุดด้วยตัวอย่างต่อไปนี้

ตัวอย่างที่ 6.5 สมมติว่ารถฟอร์คลิฟที่มีน้ำหนักตัวเปล่า 54 290 N และจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ที่ตำแหน่ง $L_r = 1.168$ m และ $H = 0.762$ m ความสามารถรับภาระ 48 950 N ที่ $L_q = 1.016$ m จงหาความสัมพันธ์ระหว่างภาระกับแขนของภาระที่ยอมรับได้ จากจุดรองรับสำหรับช่วง Stability Margin เป็น 0% (ขีดจำกัดการพลิกคว่ำ) 25% และ 50%

วิธีทำ เสถียรภาพสถิตบนพื้นราบ สมการเสถียรภาพที่จัดอยู่ใหม่คือ

$$L_q Q = \frac{L_r W}{\sigma} = \frac{(1.168)(54290)}{\sigma} \quad (6.22)$$

จาก Stability Margin ที่ต้องการ Stability Factor σ ที่ตรงกันจะมีค่าเป็น 1.00, 1.25 และ 1.50 ตามลำดับ โดยสมมติค่าของ Q หลาย ๆ ค่า ระยะทาง L_q ที่ตรงกับค่า Q ที่สมมติขึ้นมาจะคำนวณหาได้ ผลลัพธ์ถูกเขียนเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 6.9

สำหรับความสามารถในการรับภาระของรถฟอร์คลิฟที่ ตัวประกอบเสถียรภาพจะเป็น

$$\sigma = \frac{(1.168)(54290)}{(1.016)(48950)} = 1.27 \quad \text{หรือมี Margin 27\%} \quad (6-23)$$

ถ้าขีดจำกัดการล้มรูป σ เป็น $1.27 \times 48950 = 62167$ N ที่แขนของภาระ 1.016 m เท่าเดิม ในกรณีที่เปลี่ยนแขนให้ยาวมากขึ้น ยกตัวอย่างเช่น รถฟอร์คลิฟจะสามารถรับภาระ 27 971 N ที่ $L_q = 1.778$ m (ที่ปลายงา) และยังคงรักษา Stability Margin 27% ไว้ได้

เสถียรภาพบนทางลาดชันภายใต้สภาวะทางพลศาสตร์ สำหรับความสามารถในการรับน้ำหนักค่าเดียวกันนี้ การตรวจสอบเสถียรภาพจะทำได้โดยคำนวณในสภาวะที่อยู่บนทางลาดชันทั้งสภาวะสถิตและพลศาสตร์ จุดศูนย์กลางถ่วงของภาระสมมติว่าแปรเปลี่ยนอยู่ระหว่าง 1.016 (ยกภาระลง) และ 2.54 (ยกภาระขึ้น) สำหรับสภาวะที่อยู่กับที่ ชั้นแรกจะต้องคำนวณหาความลาดชันที่จะทำให้เกิดการพลิกคว่ำ จัดรูปสมการ (6-20) ใหม่เป็น

$$\tan \theta_{\max} = \frac{L_r W - L_q Q}{H_q Q + HW} = \frac{(1.168)(54\,290) - (1.016)(48\,950)}{H_q (48\,950) + (0.762)(54\,290)} \quad (6-24)$$

สำหรับสภาวะที่สมมติขึ้น จะให้ผลดังนี้

1. เมื่อยกภาระลง ($H_q = 1.016$ m) $\tan \theta_{\max} = 0.15$ และ $\theta_{\max} = 8.5$ องศา หรือความลาดชัน 15%
2. เมื่อยกภาระขึ้น ($H_q = 2.54$ m) $\tan \theta_{\max} = 0.082$ และ $\theta_{\max} = 4.7$ องศา หรือความลาดชัน 8.2%

ต่อไปก็เป็นการหาอัตราหน่วงในการ Translation ของยานยนต์ตรงจุดที่เกิดการพลิกคว่ำ ($\sigma = 1$) บนพื้นราบ จากสมการ (6-20)

$$a_{\max} = \frac{g(L_r W - L_q Q)}{H_q Q + HW} = \frac{g[(1.168)(54\,290) - (1.016)(48\,950)]}{H_q(48\,950) + (0.762)(54\,290)} \quad (6-25)$$

แทนค่าของ H_q ลงไปเหมือนที่ผ่านมาแล้วอีกครั้ง จะได้ผลดังนี้

1. เมื่อยกภาระของ ($H_q = 1.016m$), $a_{\max} = 0.15g = 1.473m/s^2$
2. เมื่อยกภาระของ ($H_q = 2.54m$), $a_{\max} = 0.082g = 0.804m/s^2$

อัตราเร่งที่ปลอดภัยสูงสุด ($\sigma = 1$) ของภาระเมื่อมันถูกยกกลง คือ

$$a_{q \max} = \frac{g(L_r W - L_q Q)}{L_q Q} = \frac{g[1.168(54\,290) - (1.016)(48\,950)]}{(1.016)(48\,950)}$$

$$= 0.27 g = 2.65 m/s^2$$

แน่นอน สามารถจะจัดให้ค่าของความลาดชันกับอัตราเร่งร่วมกันเป็นอย่างไรก็ได้ แล้วคำนวณเสถียรภาพที่แท้จริงจากสมการ (6-20)

ส่วนที่ 3 การหาโมเมนต์ความเฉื่อย

มีอยู่หลายโอกาสในการศึกษาพลศาสตร์ของยานยนต์ ซึ่งต้องการคำนวณหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อย เช่น

1. ในการหาค่าพลังงานจลน์ของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน เช่น ล้อและยาง, เฟือง, ล้อช่วยแรง, คลัทช์, เพลาข้อเหวี่ยงและก้านสูบ
2. ในการออกแบบระบบกันสะเทือน
3. ในการคำนวณหาเสถียรภาพในการควบคุมทิศทางและพฤติกรรมในการเลี้ยว ในกรณีเช่นนี้ต้องการโมเมนต์ความเฉื่อยของยานยนต์ทั้งคัน รอบแกนทั้ง 3 แกน

โมเมนต์ความเฉื่อยของมวล กำหนดเป็น I_m คือ

$$I_m = mk^2 \quad (6-26)$$

เมื่อ k คือรัศมีการแกว่ง โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลถูกใช้เป็นปกติในประเทศอังกฤษและทวีปยุโรป วงการยานยนต์อเมริกันในทางปฏิบัติจะใช้โมเมนต์ความเฉื่อยของน้ำหนัก I_w ซึ่งเป็นผลคูณของน้ำหนักกับกำลัง 2 ของรัศมีการแกว่ง โดยกำหนดเป็น

$$I_w = Wk^2 \quad (6-27)$$

โมเมนต์ความเฉื่อยของมวลกับโมเมนต์ความเฉื่อยของน้ำหนัก มีความสัมพันธ์กันโดยความสัมพันธ์ง่าย ๆ

$$I_w = I_m g \quad (6-28)$$

โมเมนต์ความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่สมมาตร เช่น ล้อและเฟือง สามารถคำนวณได้จากวิธีคณิตศาสตร์ดั้งเดิมที่เคยทำกันมา โดยใช้การประมาณเพื่อให้ง่ายขึ้น สำหรับชิ้นส่วนที่ไม่สมมาตรสามารถใช้วิธีทำการทดลอง วิธีใดวิธีหนึ่ง จากต่อไปนี้

1. วิธีลูกตุ้ม ซึ่งนำมาใช้ในหัวข้อที่ 6.4.3 เพื่อเป็นวิธีหาความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงของยานยนต์ สามารถนำมาใช้หาโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนขวาง

2. วิธีแกว่งด้วยการบิด ใช้ในการหาโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนตั้ง ต้องทำให้วัตถุยึดติดกับเส้นลวดที่บิดได้ซึ่งแขวนไว้ในแนวตั้งที่จุดศูนย์กลางถ่วงของยานยนต์ สำหรับค่าโมเมนต์บิด D (N.m/rad.) ที่ทราบค่าแล้วทำให้เกิดการบิดตัวหนึ่งหน่วยจะคำนวณหาโมเมนต์ความเฉื่อยได้จากการวัดเวลา T ความสัมพันธ์คือ

$$I = D \left[\frac{T}{2\pi} \right]^2 \quad (6-29)$$

ค่า D สำหรับลูกตุ้มบิดสามารถหาได้โดยใช้สมการ (6-29) กับวัตถุที่รู้โมเมนต์ความเฉื่อยแล้ว

3. วิธีที่ 3 ใช้น้ำหนักของวัตถุเป็นแรงกระตุ้นให้เกิดการแกว่งด้วยการบิด แขนงวัตถุที่หนัก W อย่างอิสระบนเส้นลวดที่บิดตัวได้ 2 เส้น โดยเส้นลวดห่างกันเป็นระยะทาง A วัตถุจะถูกทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบบิดไปเป็นมุมเล็ก ๆ วัดเวลา T สำหรับการแกว่งครบรอบอย่างสมบูรณ์ โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกนในแนวตั้งคือ

$$I = \frac{W}{L} \left[\frac{AT}{4\pi} \right]^2 \quad (6-30)$$

การแขวนวัตถุโดยตรงกับเส้นลวดเป็นวิธีที่ใช้ได้กับชิ้นส่วนขนาดเล็ก แต่ถ้าจะวัดโมเมนต์ความเฉื่อยของยานยนต์ทั้งคัน ตามปกติมักจะต้องสร้างเป็นแท่นรองรับ (Platform) ถ้าเราหาโมเมนต์ความเฉื่อยของยานยนต์รวมกับแท่นรองรับได้แล้ว เมื่อเอาโมเมนต์ความเฉื่อยของแท่นรองรับมาหักออก ก็จะได้โมเมนต์ความเฉื่อยของยานยนต์ออกมา

เอกสารอ้างอิง

1. Taborek , Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles** : Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra copies, 1958.
2. Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers , Warrendale , 1992.
3. Steeds , W. **Mechanics of Road Vehicles**, Iliffe & Sons, London , 1960.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Reimpell, J. and Stoll, H "Chapter 6 Chassrs and Vehicle Overall" **The Automotive Chassis : Engineering Principles** , Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1996.

แบบฝึกหัดบทที่ 6

1. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg มีจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ด้านหลังเพลาล้อหน้า 0.55 L และอยู่สูงจากพื้นถนน 0.30 L เมื่อ L คือระยะฐานล้อ จอดอยู่บนทางลาดชันเป็นมุม 15° โดยหันหัวรถขึ้นเนิน จงหาแรงปฏิกิริยาสถิตที่ล้อหน้าและล้อหลัง [ตอบ $W_f = 5254 \text{ N}$, $W_r = 8960 \text{ N}$]

2. รถยนต์คันหนึ่งถูกนำไปชั่งน้ำหนักเพื่อหาจุดศูนย์กลางถ่วงในแนวแกนและแนวขวาง พบว่าน้ำหนักรวมของตัวรถเปล่า 12 000 N น้ำหนักตกลงที่ล้อหน้า 5000 N ตกหลัง 7000 N น้ำหนักตกลงล้อด้านซ้าย 5800 N ตกหลังล้อด้านขวา 6200 N จงหาจุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้ในเทอมของระยะฐานล้อ L และระยะห่างระหว่างกึ่งกลางของล้อ S [ตอบ $L_x = 0.5833 L$, $L_y = 0.4167 L$, $S_x = 0.5167 S$, $S_y = 0.4833 S$]

3. ในการทดสอบหาตำแหน่งของจุดศูนย์กลางถ่วงในแนวตั้งของรถยนต์คันหนึ่งด้วยวิธีเอียงข้างได้ข้อมูลในการทดสอบดังนี้ มุมเอียงทางด้านข้าง $\beta = 41^\circ$, $S_f = 0.5S$, $S = 1120 \text{ mm}$, $r = 40 \text{ mm}$ จงหาความสูงของ จุดศูนย์กลางถ่วง H ของรถยนต์คันนี้ [ตอบ $H = 684.2 \text{ mm}$]

4. เมื่อนำรถยนต์ในข้อที่ 2 ไปหาจุดศูนย์กลางถ่วงโดยการชั่งน้ำหนักโดยยกเพลาล้อหลังลอยขึ้นเป็นระยะทาง $n = 800 \text{ mm}$ ชั่งน้ำหนักล้อหน้าได้ 5430 N จงหาความสูง H ของจุดศูนย์กลางถ่วงเมื่อรถยนต์คันนี้มี $L = 2750 \text{ mm}$ ล้อหน้าและล้อหลังมีขนาดเท่ากัน $r_f = r_r = 360 \text{ mm}$ [ตอบ $H = 968 \text{ mm}$]

5. ถ้ารถยนต์ในข้อ 2. ถูกบรรทุกผู้โดยสารรวม 5 คน นั่งที่เบาะหน้า 2 คน นั่งที่เบาะหลัง 3 คน เฉลี่ย น้ำหนักคนละ 600 N โดยจุดศูนย์กลางถ่วงของผู้โดยสารที่นั่งเบาะหน้าอยู่ที่ตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหน้าไปทางด้านหลัง 0.4 L, ผู้โดยสารที่นั่งเบาะหลังมีจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ที่ตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหลังไปทางด้านหน้า 0.2 L, และจุดศูนย์กลางถ่วงของผู้โดยสารอยู่สูงจากพื้นถนน 0.3 L จงหาจุดศูนย์กลางถ่วงของรถยนต์คันนี้ในขณะที่บรรทุก ผู้โดยสาร 5 คน (โดยใช้ข้อมูลจากข้อที่ 4 ด้วย ถ้าจำเป็น) ในเทอมของ L และ S [ตอบ $L' = 0.5946 L$, $S' = 0.5134 S$, $H' = 0.3416 L$]

6. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวลตัวเปล่า 1000 กก. จุดศูนย์กลางถ่วงตัวเปล่าอยู่ตรงตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.5 S$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ มีค่า $L = 2500 \text{ mm}$ และ S คือระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา มีค่า $S = 1200 \text{ mm}$ และรถคันนี้สูง 1400 มม. ถ้ารถเก๋งคันนี้บรรทุกผู้โดยสารรวม 5 คน นั่งที่เบาะหน้า 2 คน นั่งที่เบาะหลัง 3 คน เฉลี่ยมวลของผู้โดยสารคนละ 65 กก. โดยจุดศูนย์กลางถ่วงของผู้โดยสารที่นั่งเบาะหน้าอยู่ในตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหน้าไปทางด้านหลังเท่ากับ 0.50 L ผู้โดยสารที่นั่งเบาะหลังมีจุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่งที่อยู่ห่างจากเพลาล้อหลังไปทางด้านหน้าเท่ากับ 0.20 L และจุดศูนย์กลางถ่วงของผู้โดยสารอยู่สูงจากพื้นถนนเท่ากับ 0.40 L จงหาจุดศูนย์กลางถ่วงของรถเก๋งคันนี้ในขณะที่บรรทุกผู้โดยสารเต็ม 5 คน [ตอบ $L' = 1455 \text{ mm}$, $S' = 600 \text{ mm}$, $H' = 905.7 \text{ mm}$]

7. รถแก๊งค์หนึ่งถูกนำไปซิ่งน้ำหนักเพื่อหาจุดศูนย์ถ่วงในแนวแกนและแนวขวาง พบว่าน้ำหนักของรถตัวเปล่าตกลงที่ล้อหน้า 6750 N, ตกกลางที่ล้อหลัง 8250 N, ตกกลางที่ล้อด้านซ้าย 6000 N, ตกกลางที่ล้อด้านขวา 9000 N และเมื่อนำไปทดสอบหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวตั้งด้วยวิธีเอียงข้าง ได้มุมเอียง $\beta = 43$ องศา, รัศมีของยางที่สัมผัสกับพื้น $r = 40$ mm ถ้าวางรถคันนี้ถูกบรรทุกผู้โดยสารรวม 5 คน นั่งที่เบาะหน้า 2 คน นั่งที่เบาะหลัง 3 คน เฉลี่ยน้ำหนักคนละ 600 N โดยจุดศูนย์ถ่วงของผู้โดยสารที่เบาะหน้าอยู่ที่ตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหน้าไปทางด้านหลัง 0.50 L ผู้โดยสารที่เบาะหลังมีจุดศูนย์ถ่วงอยู่ที่ตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหลังไปทางด้านหน้า 0.20 L และจุดศูนย์ถ่วงของผู้โดยสารอยู่สูงจากพื้นถนน 0.35 L จงหาจุดศูนย์ถ่วงของรถแก๊งค์นี้ในขณะที่บรรทุกผู้โดยสาร 5 คน ในเทอมของ L และ S เมื่อ L คือ Wheelbase และ S คือ Wheel Track [ตอบ $L' = 0.5717 L$, $S' = 0.5833 S$, $H' = 33.33 + 0.53615 S + 0.05833 L$ mm]

8. รถกระบะคันหนึ่งถูกนำไปซิ่งน้ำหนักเพื่อหาจุดศูนย์ถ่วงในแนวแกนและแนวขวาง พบว่าน้ำหนักของรถตัวเปล่าตกลงที่ล้อหน้า 11 250 N, ตกกลางที่ล้อหลัง 3750 N, ตกกลางที่ล้อด้านซ้าย 7500 N, ตกกลางที่ล้อด้านขวา 7500 N และเมื่อนำไปทดสอบหาตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงในแนวตั้งด้วยวิธีซิ่งน้ำหนักโดยยกเพลาล้อหลังให้ลอยขึ้นเป็นระยะทาง $n = 800$ mm ซึ่งน้ำหนักที่ล้อหน้าได้ 11 780 N ล้อหน้าและล้อหลังมีขนาดเท่ากัน $r_f = r_r = 370$ mm Wheelbase $L = 2750$ mm และ Wheel Track $S = 1250$ mm ถ้านำรถกระบะคันนี้ไปใช้งานโดยบรรทุกน้ำหนักเต็มกระบะ ภาระเต็มที่ 10 000 N จุดศูนย์ถ่วงของภาระอยู่เหนือศูนย์กลางเพลาล้อหลังพอดีและสูงจากพื้นเป็นระยะทาง 850 mm และมีคนขับกับผู้โดยสารรวม 2 คน นั่งในห้องโดยสาร เฉลี่ยน้ำหนักคนละ 650 N โดยจุดศูนย์ถ่วงของผู้โดยสารและคนขับอยู่ที่ตำแหน่งห่างจากเพลาล้อหน้าไปทางด้านหลัง 1.20 m และอยู่สูงจากพื้นถนน 0.75 m จงหาจุดศูนย์ถ่วงของรถกระบะคันนี้ในขณะที่บรรทุก ผู้โดยสารและคนขับรวม 2 คนและบรรทุกภาระเต็มที่ 10 000 N [ตอบ $L' = 1497$ mm, $S' = 625$ mm, $H' = 921.4$ mm]

9. รถฟอร์คลิฟท์คันหนึ่งมีมวลตัวเปล่า 5530 kg โดยมีจุดศูนย์ถ่วงอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 1168$ mm และ $H = 762$ mm จุดศูนย์ถ่วงของภาระตามปกติ $L_q = 1016$ mm และที่ปลายงา $L_q = 1778$ mm

- (1) จงหาเสถียรภาพสถิตบนพื้นราบหรือภาระสูงสุดที่รถฟอร์คลิฟท์คันนี้จะสามารถบรรทุกได้ที่ L_q ปกติ และปลายงา เมื่อกำหนดให้มี Stability Margin เป็น 0%, 25%, และ 50%
- (2) จงหาเสถียรภาพบนทางลาดชันหรือ θ_{\max} เมื่อยกภาระลง, $H_q = 1016$ mm และยกภาระขึ้น $H_q = 2540$ mm โดยมี Stability Margin 25%
- (3) จงหาเสถียรภาพภายใต้การหน่วงในการ Translation ของรถฟอร์คลิฟท์ หรือ a_{\max} ในการยกภาระลง $H_q = 1016$ mm และในการยกภาระขึ้น $H_q = 2540$ mm โดยมี Stability Margin 50%
- (4) จงหาเสถียรภาพภายใต้การหน่วงของภาระ หรือ $a_{q, \max}$ ในการหน่วงภาระลง โดยมี Stability Margin 25%

แผนการสอน

บทที่ 7 ชีตจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

ความคิดหลัก

แรงขับเคลื่อนระหว่างล้อขับของยานยนต์กับพื้นถนนเป็นฟังก์ชันของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน และน้ำหนักประสิทธิผลบนล้อขับ แรงขับเคลื่อนที่ถ่ายทอดได้สูงสุดจะเป็นตัวที่กำหนดขีดจำกัดพื้นฐานต่อสมรรถนะของยานยนต์ ชนิดของการขับเคลื่อนที่ใช้กับยานยนต์ เช่น ขับด้วยล้อหน้า ล้อหลัง หรือทั้ง 4 ล้อ จะมีผลต่อความสามารถสูงสุด สำหรับความเร็ว อัตราเร่ง ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน และแรงจูดลากของยานยนต์

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์คำนวณหาขีดจำกัดสมรรถนะต่างๆของยานยนต์ เข้าใจถึงความสัมพันธ์ระหว่างน้ำหนักของยานยนต์กับขีดจำกัดของสมรรถนะต่างๆของยานยนต์ สามารถวิเคราะห์เปรียบเทียบระบบขับเคลื่อนยานยนต์แบบต่างๆได้ เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาน้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเท และน้ำหนักพลศาสตร์บินเพลลาของยานยนต์
2. วิเคราะห์คำนวณหาขีดจำกัดต่างๆของยานยนต์ คือ แรงขับเคลื่อน ความเร็ว อัตราเร่ง ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน แรงจูดลาก และแรงบิดของเครื่องยนต์
3. วิเคราะห์เปรียบเทียบสมรรถนะของยานยนต์ เมื่อใช้ระบบขับเคลื่อนแบบต่างๆ

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ

3. ชุดสาธิตผ่าระบบส่งกำลังรถยนต์
4. ชุดสาธิตระบบขับเคลื่อน 4 ล้อ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 7 ซีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

7.1 นำบท

ส่วนที่ 1 แรงปฏิกิริยาที่เพลลา

7.2 น้ำหนักพลศาสตร์บนเพลลา

7.3 วิธีประมาณอย่างง่าย ๆ

ส่วนที่ 2 ซีดจำกัดของสมรรถนะ

7.4 สมการการเคลื่อนที่

7.5 ซีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

7.6 ซีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน

7.7 ซีดจำกัดของความเร็ว

7.8 ซีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชัน

7.9 ซีดจำกัดของอัตราเร่ง

7.10 ซีดจำกัดของแรงจุดลาก

7.11 ซีดจำกัดซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนัก

7.12 ซีดจำกัดซึ่งขึ้นอยู่กับน้ำหนัก

7.13 ชาร์ทของแรงขับเคลื่อน

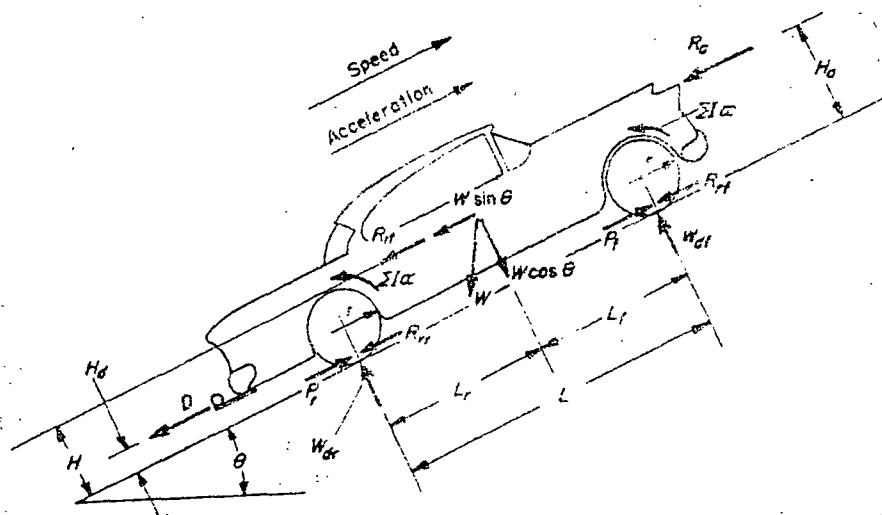
7.14 ซีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ทางปฏิบัติ

7.15 การเปรียบเทียบระบบขับเคลื่อน

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด



- D = Drawbar pull
- P_f, P_r = Tractive forces on front and rear axes
- R_a = Air resistance
- R_{II} = Inertia resistance of translatory mass
- W_{df}, W_{dr} = Dynamic axle reactions
- I = Inertia moment of rotating parts

รูปที่ 7.1 ยานยนต์เคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่งขึ้นเนิน ในรูปแสดงแรงที่เป็นไปได้ทั้งหมด

ความต้านทานการกลิ้ง, แรงขับเคลื่อนและแรงบิดต้านทานความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่หมุนไม่ปรากฏอยู่ในสมการเหล่านี้ เนื่องจากแรงเหล่านี้ไม่ทำให้เกิดโมเมนต์เมื่อเทียบกับจุดที่ยังสัมผัสกับพื้น โดยการตรวจสอบสมการและใช้การสังเกตตามธรรมดา จะเห็นได้ว่าน้ำหนักที่ถ่ายทอดสำหรับยานยนต์ในรูปที่ 7.1 นั้นถ่ายเทจากเพลาน้ำไปยังเพลาลัง

จะได้รับผลลัพธ์ในการทำงานเดียวกันกับสมการ (7-1.1)ถึง(7-1.3) ถ้าสมมูลโมเมนต์รอบจุดศูนย์กลางของเพลาล้อ แรงบนพื้นถนน คือ ความต้านทานการกลิ้ง, แรงขับเคลื่อน และแรงบิดความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่หมุนจะปรากฏอยู่ในการคำนวณ โมเมนต์ที่เพิ่มขึ้นเหล่านี้จะมีรัศมีการกลิ้งของยางเป็นแกนของโมเมนต์ เทอมที่เพิ่มขึ้นมาเหล่านี้จะถูกตัดออกไปในตอนสุดท้ายของสมการโมเมนต์

จากการวิเคราะห์อิทธิพลของแรงต่าง ๆ ที่มีผลต่อน้ำหนักพลศาสตร์ที่เพลาลังจะเห็นได้ว่า

1. น้ำหนักของยานยนต์จะปรากฏอยู่ในรูปขององค์ประกอบในแนวตั้งฉากกับพื้นซึ่งขึ้นอยู่กับค่าCosineของมุมลาดชัน θ แต่ผลของตัวประกอบ Cosine ตามปกติมักจะตัดทิ้งไป ยกตัวอย่างเช่น สำหรับขีดจำกัดความสามารถในการไต่ทางชัน 30% หรือ 17 องศา ค่าCosine ของมุมนี้จะมีค่า 0.96 สำหรับความลาดชันสูงสุดของถนนตามปกติ ซึ่งมีความลาดชัน 12% ค่า Cosine จะมีค่า 0.993 เพราะฉะนั้นในการคำนวณจึงใช้การประมาณว่า $W \cos \theta \approx W$ ในสมการซึ่งปรากฏตัวประกอบ $\cos \theta$ อยู่ก็เพื่อบอกความสัมพันธ์ทางทฤษฎีที่ถูกต้องเท่านั้น

2. ผลของความต้านทานของทางลาดชัน R_g นั้นจะทำให้มีน้ำหนักเพิ่มขึ้นกับเพลาลังที่อยู่ด้านล่างของทางลาดชัน เป็นสัดส่วนกับค่าของSineของมุมลาดชันและเป็นสัดส่วนกับความสูงของจุดศูนย์กลางถ่วงของยานยนต์ มุมของทางลาดชัน

จะเป็นบวก ถ้าความต้านทานของทางลาดชันเป็นการเคลื่อนที่ในทางตรงกันข้าม(เคลื่อนที่ขึ้นเนิน) ในทางตรงข้ามความต้านทานของทางลาดชันจะเป็นแรงสนับสนุนการเคลื่อนที่ เมื่อเป็นการเคลื่อนที่ลงเนิน มุมลาดชันเปลี่ยนเครื่องหมายเป็นลบ เนื่องจาก

$$\sin(-\theta) = -\sin\theta \quad (7-2)$$

3. ตามปกติความต้านทานของอากาศมีแนวโน้มที่จะเพิ่มแรงปฏิกิริยาที่เพลาลังด้วยน้ำหนักซึ่งเป็นสัดส่วนกับ H_a ความสูงของจุดที่ความต้านทานของอากาศกระทำ แต่การคำนวณความสัมพันธ์ที่แท้จริงนั้นยากที่ความเร็วสูง จะมีแรงยกตัวของอากาศ ซึ่งมีคุณลักษณะที่ไม่สามารถคาดคะเนได้ปรากฏอีกด้วย แรงเช่นนี้จะลดน้ำหนักลงเพลาลังให้น้อยลง โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่เพลาลังหน้า เพื่อจะสล้างผลล้นนี้ ยานยนต์ที่ความเร็วสูงจึงมักจะออกแบบตัวถังให้เกิดองค์ประกอบของแรงต้านทานของอากาศในแนวตั้ง ซึ่งจะสมดุลแรงยกตัวและทำให้มีน้ำหนักกดลงบนเพลาลังเพิ่มมากขึ้น

4. ความต้านทานความเฉื่อยที่มีผลต่อน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาคือ ส่วนของแรงลัพธ์ทั้งหมดจากอัตราเร่งของมวลยานยนต์ที่เคลื่อนที่แบบ Translation ผลของแรงนี้จะกระทำที่จุดศูนย์กลางของของยานยนต์และเป็นสัดส่วนกับความสูงของจุดศูนย์กลาง แรงบิดความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่หมุน M_1 ซึ่งสามารถจินตนาการได้ว่าเป็นแรงต้านทานที่กระทำตรงจุดที่ยังสัมผัสกับพื้นนั้นคล้ายกับแรงที่อยู่บนระนาบของพื้นทั้งหลาย ซึ่งไม่มีผลต่อน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาลัง

5. แรงจุดลาก(Drawbar Pull)กระทำที่จุดติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง เป็นแรงที่เพิ่มน้ำหนักลงเพลาลังด้วยปริมาณที่เป็นสัดส่วนกับ H_d ความสูงของจุดที่แรงจุดลากกระทำ

สำหรับยานยนต์ซึ่งอยู่กับที่ แรงต้านทานต่างๆที่ขึ้นอยู่กับการเคลื่อนที่ทั้งหลายจะหายไปทั้งหมด และน้ำหนักพลศาสตร์จะเท่ากับน้ำหนักสถิต

7.3 วิธีประมาณอย่างง่าย ๆ

สมการ (7-1.1) ถึง (7-1.3) เป็นสมการที่ถูกต้องทางคณิตศาสตร์ ซึ่งไม่ยากที่จะใช้ เพราะว่าความต้านทานของอากาศเป็นฟังก์ชันของความเร็ว และความต้านทานความเฉื่อยเป็นฟังก์ชันของอัตราเร่ง ยิ่งไปกว่านั้นจะต้องรู้สภาวะของการเคลื่อนที่ และการคำนวณถูกจำกัดไว้เป็นเพียงค่าชั่วขณะ สมการเหล่านี้สามารถทำให้ง่ายขึ้นโดยนำการประมาณมาใช้

$$H = H_a = H_d \quad (7-3)$$

นั่นหมายความว่า แรงต้านทานทั้งหลายถูกสมมติให้กระทำตรงจุดที่ความสูงเท่ากับจุดศูนย์กลางของยานยนต์สภาวะเช่นนี้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากสำหรับแรงต้านทานของอากาศ แต่สำหรับแรงจุดลากควรใช้การประมาณแต่นี้ด้วยความรอบคอบ

โดยการทำให้ง่ายขึ้นแบบนี้ สมการ (7-1.1) ถึง (7-1.3) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$W_{dr} = \frac{1}{L} [L_r W - H(R_g + R_a + R_{it} + D)] \quad (7-4.1)$$

$$W_{dr} = \frac{1}{L} [L_r W + H(R_g - R_a - R_{it} - D)] \quad (7-4.2)$$

จากการสมดุลแรงในแนวนอนกับพื้น จะได้

$$P - (R_{rr} + R_{rr}) = R_g + R_a + R_{it} + D \quad (7-5)$$

ทางขวามือของสมการนี้เหมือนกับเทอมในวงเล็บของสมการ (7-4.1) และ (7-4.2) นอกจากนี้ความต้านทานการเคลื่อนที่รวมจะมีผลกระทบจากน้ำหนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเท และเท่ากับผลรวมขององค์ประกอบแรงปฏิกิริยาที่เพลาน้ำและเพลาล้อ หรือ

$$(R_{rr} + R_{rr}) = R_r = fW \cos \theta \approx fW \quad (7-6)$$

เมื่อรวมสมการ (7-4), (7-5) และ (7-6) จะได้สมการน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาน้ำเป็นฟังก์ชันของแรงขับเคลื่อน P คือ

$$W_{dr} = \frac{L_r W}{L} - \frac{H(P - fW)}{L} \quad (7-7.1)$$

$$W_{dr} = \frac{L_r W}{L} + \frac{H(P - fW)}{L} \quad (7-7.2)$$

จากสมการเหล่านี้จะสามารถคำนวณหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาน้ำสำหรับสภาวะการทำงานใดๆของยานยนต์ ถ้ารู้แรงขับเคลื่อน สิ่งที่น่าสนใจก็คือเทอมแรกของทางด้านขวามือของแต่ละสมการคือน้ำหนักที่กระจายลงเพลาน้ำในกรณีอยู่นิ่งบนพื้นราบ ในขณะที่เทอมที่ 2 แสดงถึงความเปลี่ยนแปลงที่แท้จริงของน้ำหนักลงเพลาน้ำหรือที่เรียกว่า น้ำหนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเท (Dynamic Weight Transfer) ΔW_d จะสังเกตได้อีกด้วยว่าสมการทั้ง 2 นี้เป็นอิสระจากสภาวะการเคลื่อนที่(ความเร็ว หรือ อัตราเร่ง) ตัวแปรที่มีอยู่ตัวเดียว คือ แรงขับเคลื่อน P ยิ่งไปกว่านั้น รูปแบบของแรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหลายเป็นสิ่งที่ไม่สำคัญ และสมการเหล่านี้ใช้ได้ทั้งยานยนต์ที่ขับเคลื่อนล้อหน้า, ล้อหลัง หรือขับเคลื่อน 4 ล้อ

ใช้น้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเท ΔW_d สมการน้ำหนักลงเพลาน้ำจะเขียนใหม่ได้เป็น

$$W_{dr} = W_f - \Delta W_d \quad (7-8.1)$$

$$W_{dr} = W_r + \Delta W_d \quad (7-8.2)$$

เมื่อ W_f และ W_r คือน้ำหนักสถิตลงเพลาน้ำบนพื้นราบ สำหรับการคำนวณหา ΔW_d จำเป็นต้องรู้ค่าของแรงขับเคลื่อน P มันจะหาได้จาก M_d แรงบิดเพลาล้อซึ่งเป็นฟังก์ชันของแรงบิดของเครื่องยนต์, อัตราทดรวม ζ และประสิทธิภาพ η ของระบบส่งกำลัง สมการของมันจะเป็น

$$P = \frac{M_d}{r} = \frac{M_e \zeta \eta}{r} \quad (7-9)$$

เทอมน้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเทจะเป็น

$$\Delta W_d = \frac{H}{L} \left(\frac{M_d}{r} - fW \right) \quad (7-10)$$

จะเห็นได้ว่าเทอมน้ำหนักถ่ายเทเป็นเพียงฟังก์ชันของระยะฐานล้อ L และความสูงของจุดศูนย์ถ่วง H มันไม่ขึ้นอยู่กับตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วง และทั้งหมดไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนัก (เทอม fW มีค่าน้อย) ตัวอย่างที่ 7.1 ได้แสดงเทคนิคในการคำนวณไว้

ในหัวข้อต่อไปเราจะกล่าวถึงขีดจำกัดของสมรรถนะของยานยนต์ นั่นคือ แรงขับเคลื่อน, ความเร็ว ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน, อัตราเร่ง และขีดจำกัดแรงจุดลาก แล้วนำมาปัจจัยเหล่านี้เข้าไปสัมพันธ์กับแรงขับเคลื่อนพื้นฐาน

ตัวอย่างที่ 7.1 ยานยนต์ซึ่งมีน้ำหนัก 13 350 N และถูกขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด 271 N.m อัตราทดชุดเฟืองท้ายเป็น 3.9:1 และอัตราทดเกียร์ต่ำเป็น 2.8:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลังสมมติให้เป็น 90% ในเกียร์สูงและ 85% ในเกียร์ต่ำ น้ำหนักที่กระจายลงบนเพลาดังนี้ $L_r = 0.55 L$, $L_f = 0.45 L$ และความสูงของจุดศูนย์ถ่วงคือ $H = 0.35 L$ รัศมีการกลิ้งของยาง $r = 0.335$ m และสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง $f = 0.02$ จงหาน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลานในเกียร์สูงและเกียร์ต่ำ

วิธีทำ น้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาลำหรับแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์จะถูกหาออกมา 2 กรณี คือ สำหรับเกียร์สูง (อัตราทด 1:1) และสำหรับเกียร์ต่ำ (อัตราทด 2.8:1)

น้ำหนักสถิตบนเพลาลงหาได้จากตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วง หรือ

$$W_r = \frac{L_r W}{L} = \frac{0.45 L W}{L} = 0.45(13\,350) = 6008 \text{ N}$$

$$W_f = W - W_r = 13\,350 - 6008 = 7342 \text{ N}$$

แรงบิดประสิทธิภาพบนเพลาลำดับ M_d จะหาได้จากสมการ (7-9) ผลลัพธ์คือ

1. ในเกียร์ขับตรง

$$M_d = (271)(1:1 \times 3.9:1)(0.9) = 951 \text{ N.m}$$

2. ในเกียร์ต่ำ

$$M_d = (271)(2.8:1 \times 3.9:1)(0.85) = 2515 \text{ N.m}$$

น้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเทจะคำนวณได้จากสมการ (7-10) ผลลัพธ์คือ

1. ในเกียร์ขับตรง

$$\Delta W_d = \frac{0.35L}{L} \left[\frac{(951)}{(0.335)} - (0.02)(13350) \right] = 900 \text{ N}$$

2. ในเกียร์ต่ำ

$$\Delta W_d = \frac{0.35L}{L} \left[\frac{(2515)}{(0.335)} - (0.02)(13350) \right] = 2534 \text{ N}$$

หรือหมายความว่าในเกียร์ต่ำ น้ำหนัก $(2534/6008) = 42\%$ ลดไปจากเพลาน้ำหนัก หรือน้ำหนัก $(2534/7342) = 34.5\%$ เพิ่มขึ้นที่เพลาลง เมื่อเทียบกับน้ำหนักสถิต

น้ำหนักพลศาสตร์บนเพลจะมีค่าเป็น

1. ในเกียร์สูง

$$W_{df} = 6008 - 900 = 5108 \cdot N$$

$$W_{dr} = 7342 + 900 = 8242 \cdot N$$

ตอบ

2. ในเกียร์ต่ำ

$$W_{df} = 6008 - 2534 = 3474 \cdot N$$

$$W_{dr} = 7342 + 2534 = 9876 \cdot N$$

ตอบ

จะเห็นได้ว่าน้ำหนักถ่ายเท้นั้นมากพอสมควรทีเดียว โดยเฉพาะอย่างยิ่งในการขับเคลื่อนที่ใช้อัตราทดสูง ๆ ผลลัพธ์อันนี้จะเหมือนเดิม ไม่ว่าแรงขับเคลื่อนนี้จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่งหรือทำให้มีแรงจุดลากก็ตาม

ส่วนที่ 2 ขีดจำกัดของสมรรถนะ

แรงขับเคลื่อนที่ถ่ายทอดได้สูงสุดซึ่งหาได้จากธรรมชาติของการยึดเกาะกันระหว่างยางกับถนนจะเป็นตัวที่กำหนดขีดจำกัดพื้นฐานต่อสมรรถนะของยานยนต์ เพราะฉะนั้นสิ่งที่ตามมาคือชนิดของการขับเคลื่อนที่ใช้กับยานยนต์ - ล้อหน้า, ล้อหลัง หรือ ทั้ง 4 ล้อ - มีผลต่อความสามารถสูงสุดสำหรับความเร็ว, อัตราเร่ง, ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน และแรงจุดลากของยานยนต์

ต่อไปนี้จะกล่าวถึงแนวความคิดเกี่ยวกับขีดจำกัดของสมรรถนะ และเปรียบเทียบข้อดีของระบบขับเคลื่อนทั้ง 3 แบบ ซึ่งกันและกัน

7.4 สมการการเคลื่อนที่

สมรรถนะของยานยนต์สามารถพยากรณ์ได้จากสมการการเคลื่อนที่ของมัน เมื่อใช้ทฤษฎีพลังงานกับยานยนต์ที่เคลื่อนที่ได้สมการอนุพันธ์

$$dE = (P - \sum R) ds \quad (7-11)$$

เมื่อ P คือแรงขับเคลื่อน และ $\sum R = R_f + R_a + R_g + D$ เมื่อพิจารณาทั้งมวลที่เกิดการหมุนและมวลที่เกิดการ Translation ของยานยนต์ จะได้

$$E = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{I\omega^2}{2} \quad (7-12)$$

ดังได้แสดงรายละเอียดไว้แล้วในบทที่ 5 ทหาอนุพันธ์สมการ (7-12) แล้วแทนค่าสิ่งต่อไปนี้

$$\omega = \omega_0 \zeta$$

$$\omega_0 = v/r \quad (7-13)$$

$$m \gamma = m + \frac{\sum I \zeta^2}{r^2}$$

ในสมการเหล่านี้ ω คือความเร็วเชิงมุมของล้อขับ, ζ คืออัตราทดตั้งแต่ชั้นส่วนที่หมุนแต่ละชั้นไปจนถึงเพลาขับ และ γ คือตัวประกอบซึ่งให้ผลของความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนเทียบเท่ากับการเกิด Translation (ดูบทที่ 5) หลังจากทำตามนี้แล้ว สมการสำหรับ dE จะเป็น

$$\begin{aligned} dE &= m v dv + \Sigma I \omega d\omega \\ &= v dv \left(m + \frac{\Sigma I \zeta^2}{r^2} \right) \\ &= v m \gamma dv \end{aligned} \quad (7-14)$$

เนื่องจาก $v = ds/dt$, และ $a = dv/dt$ รวมสมการ (7-11) กับ (7-14) จะได้

$$a m \gamma = P - (R_f + R_a + R_g + D) \quad (7-15)$$

ซึ่งเป็นสมการการเคลื่อนที่ทั่วไปของยานยนต์

7.5 ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์

การคำนวณขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์มีพื้นฐานอยู่บนความสัมพันธ์เบื้องต้น

$$P_{\max} = W_{df} \mu \quad (7-16)$$

สมการนี้แสดงให้เห็นว่าแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้โดยล้อขับนั้นเป็นฟังก์ชันของน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาประสิทธิภาพ W_{df} และสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ ซึ่งหาค่าได้จากสมภาวะของถนนที่เป็นอยู่ (ดูบทที่ 2)

ชนิดของการขับเคลื่อน ล้อหน้า, ล้อหลัง หรือทั้ง 4 ล้อ มีผลกระทบอย่างแน่นหนาเกี่ยวกับขนาดของแรงขับเคลื่อนที่สามารถถ่ายทอดไปได้ ยกตัวอย่างเช่น การเคลื่อนตัวของน้ำหนักพลศาสตร์ โดยทั่วไปจะลดน้ำหนักที่เพลาล้อหน้า ทำให้โดยทั่วไประบบการขับเคลื่อนล้อหน้าจะมีประสิทธิภาพน้อยกว่าระบบขับเคลื่อนล้อหลัง แต่สำหรับระบบขับเคลื่อน 4 ล้อทางทฤษฎีแล้วจะใช้น้ำหนักของรถทั้งคันให้เป็นประโยชน์

ในการคำนวณต่อไปนี้จะสมมติว่ายานยนต์วิ่งอยู่บนถนนราบไม่มีการลาดเอียงทางด้านข้างและค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ กับสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง f มีค่าเท่ากันทุกล้อ จากสมมติฐานเหล่านี้จะสามารถคำนวณหาขีดจำกัดของสมรรถนะในการขับเคลื่อนทั้ง 3 แบบออกมาได้

7.6 ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน

ความสัมพันธ์ของแรงขับเคลื่อนเบื้องต้น (สมการ 7-16) สามารถนำมาใช้เพื่อหาขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน ซึ่งจะได้สรุปดังต่อไปนี้

7.6.1 การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า กำหนดให้แรงขับเคลื่อนสูงสุดและน้ำหนักพลศาสตร์ที่กระทำกับเพลาล้อหน้า เป็น $P_{f \max}$ และ W_{df} ตามลำดับ

$$P_{f \max} = W_{df} \mu \quad (7-17)$$

แทนค่าสมการนี้ลงในสมการ (7-7.1) จะได้

$$W_{df} = \frac{L_r W}{L} - \frac{H}{L} (W_{df} \mu - fW) \quad (7-18)$$

หลังจากจัดรูปใหม่ น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาจจะกลายเป็น

$$W_{df} = \frac{W(L_r + fH)}{L + \mu H} \quad (7-19)$$

แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ถ่ายทอดได้คือ

$$P_{f \max} = \mu W \left[\frac{L_r + fH}{L + \mu H} \right] \quad (7-20)$$

เพื่อให้การคำนวณง่ายยิ่งขึ้นเทอมในวงเล็บของสมการ (7-20) สามารถกำหนดให้เป็นสัญลักษณ์ w ซึ่งหมายถึงตัวประกอบการกระจายน้ำหนัก (Weight Distribution Factor) $w = W_{df}/W$ ตัวประกอบนี้เป็นอัตราส่วนของน้ำหนักประสิทธิผลของเพลาชับต่อน้ำหนักรวมของยานยนต์ สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนล้อหน้า สมการ (7-19) จะแสดงให้เห็นว่าตัวประกอบการกระจายน้ำหนักจะอยู่ในรูป

$$w_f = \frac{W_{df}}{W} = \left[\frac{L_r + fH}{L + \mu H} \right] \quad (7-21)$$

สมการ (7-9) และ (7-10) สามารถเขียนได้เป็น

$$W_{df} = W w_f \quad (7-22)$$

และ

$$P_{f \max} = \mu W w_f \quad (7-23)$$

7.6.2 การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง สมการพื้นฐานสำหรับแรงขับเคลื่อนของยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลังคือ

$$P_{r \max} = \mu W_{cr} \quad (7-24)$$

แทนค่าสมการนี้ลงในสมการ (7-7.2) แล้วจัดรูปเทอมใหม่จะได้

$$W_{cr} = \frac{W(L_r - fH)}{L - \mu H} \quad (7-25)$$

ในกรณีนี้ตัวประกอบการกระจายน้ำหนัก w_r คือ

$$w_r = \left[\frac{L_r - fH}{L - \mu H} \right] \quad (7-26)$$

แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดได้คือ

$$P_{r \max} = \frac{\mu W(L_r - fH)}{L - \mu H} = \mu W w_r \quad (7-27)$$

7.6.3 การขับเคลื่อน 4 ล้อ แทนสมการ

$$P_{4 \max} = \mu W \quad (7-28)$$

ลงในสมการ (7-7.1) และ (7-7.2) น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง จะเป็น

$$W_{4f} = \frac{W}{L} [L_r - H(\mu - f)] \quad (7-29)$$

$$W_{4r} = \frac{W}{L} [L_f + H(\mu - f)] \quad (7-30)$$

สำหรับการขับเคลื่อนทั้ง 4 ล้อ ทางทฤษฎีจะใช้น้ำหนักของยานยนต์ทั้งคันในการทำให้เกิดแรงขับเคลื่อน ตัวประกอบกระจายน้ำหนักคือ

$$w_4 = 1 \quad (7-31)$$

แต่เป็นเพียงสภาวะในอุดมคติเท่านั้น เนื่องจากแรงขับเคลื่อน (และแรงบิดของเครื่องยนต์) จะกระจายไปยังเพลาเป็นสัดส่วนกับน้ำหนักพลศาสตร์ ที่กระทำต่อเพลาแต่ละเพลา สภาวะนี้สามารถเขียนด้วยสมการ

$$\frac{P_{4f}}{P_{4r}} = \frac{W_{4f}}{W_{4r}} = \frac{L_r - H(\mu - f)}{L_f + H(\mu - f)} \quad (7-32)$$

จะเห็นได้ว่าสำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อน 4 ล้อ การกระจายแรงขับเคลื่อนที่เหมาะสมที่สุดเป็นฟังก์ชันของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ แต่สิ่งนี้หมายความว่าสำหรับสมรรถนะของยานยนต์สูงสุดทางทฤษฎี การกระจายแรงขับเคลื่อนจะต้องถูกปรับให้เหมาะสมกับสภาวะของถนนที่แปรเปลี่ยนไป การออกแบบได้พยายามเดินไปตามทิศทางนี้ แต่เนื่องจากการจะทำตามนี้ได้จะต้องใช้กลไกที่สลับซับซ้อน จึงไม่มีวิธีการที่น่าพึงพอใจสรุปได้ออกมา สำหรับวัตถุประสงค์ของบทนี้ การกระจายแรงขับเคลื่อนสำหรับยานยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อได้คำนวณแสดงไว้ในตัวอย่างที่ 7.2 สำหรับค่าเฉลี่ยปานกลางของ $\mu = 0.4$

7.7 ขีดจำกัดของความเร็ว

บนถนนราบและเมื่อยานยนต์เคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ แรงขับเคลื่อนจะถูกต้านทานด้วยความต้านทานการก่อกับความต้านทานของอากาศเพียงเท่านั้น สำหรับสภาวะการเคลื่อนที่แบบนี้

$$P_{\max} = W_d \mu = R_r + R_a \quad (7-33)$$

แทนค่าเทอมที่เป็นความต้านทานของอากาศ ด้วยสมการ (5-15) (ดูบทที่ 5) ดังต่อไปนี้

$$R_a = 0.04715 c_a AV^2 \quad (7-34)$$

เมื่อ V มีหน่วยเป็น km/h และสำหรับความต้านทานการก่อกับ

$$R_r = W f \quad (7-35)$$

สมการ (7-33) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$W_d \mu = W f + 0.04715 c_a AV_{\max}^2 \quad (7-36)$$

เมื่อหารสมการนี้ด้วย W ก็จะได้ตัวประกอบกระจายน้ำหนัก $w = W_d / W$ ความเร็วสูงสุด (เป็น กม./ชม.) เมื่อถูกจำกัดด้วยความฝืดที่เกิดขึ้นจะมีค่าเป็น

$$V_{\max} = 4.605 \sqrt{\frac{W(w\mu - f)}{c_a A}} \quad (7-37)$$

ซึ่งค่าของ w สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ จะหาได้จากสมการ (7-21), (7.26) และ (7-31) ตามลำดับ

สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง f ซึ่งในการคำนวณที่ละเอียดควรมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น ถูกพิจารณาให้มีค่าคงที่ในตัวอย่างที่ 7.2 โดยไม่ได้คำนึงถึงผลของความผิดพลาดเล็กน้อยนี้

7.8 ขีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชัน

เนื่องจากขีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชันเกิดขึ้นที่ความเร็วต่ำ ดังนั้นจึงไม่นำความต้านทานของอากาศเข้ามาพิจารณาร่วมด้วย เพราะฉะนั้นที่ความเร็วคงที่ แรงขับเคลื่อนจะถูกสมดุลด้วยความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานของทางลาดชันเท่านั้น และ

$$P_{\max} = R_f + R_g \quad (7-38)$$

หลังจากแทนค่าด้วยสมการ (7-16) และสมการความต้านทานการกลิ้งกับความต้านทานของทางลาดชัน สมการ (5-4) กับ (5-12) (บทที่ 5) ลงไปจะได้

$$P_{\max} = W_d \mu = fW + W \tan \theta_{\max} \quad (7-39)$$

เมื่อ θ_{\max} คือมุมลาดชันสูงสุด ทหารสมการนี้ด้วย W และแทนค่า W_d / W ด้วยตัวประกอบภาระกระจายน้ำหนัก w จะได้

$$\tan \theta_{\max} = w\mu - f \quad (7-40)$$

แทนที่จะใช้มุมเอียง θ ในทางปฏิบัตินิยมใช้ค่า G (%) (สมการ 5-11, บทที่ 5) แทน ซึ่งจะให้ความสามารถสูงสุดในการไต่ทางลาดชันเป็น

$$G_{\max} = 100 (w\mu - f) \quad (7-41)$$

ค่าของ w จะต้องถูกแทนด้วยค่าสำหรับการขับเคลื่อนล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ แล้วแต่จะเลือกใช้กรณีใด

7.9 ขีดจำกัดของอัตราเร่ง

เนื่องจากอัตราเร่งสูงสุดจะเกิดขึ้นที่ความเร็วค่อนข้างต่ำ ดังนั้นความต้านทานของอากาศก็จะไม่นำเข้ามาพิจารณาอีกเช่นกัน และแรงขับเคลื่อนจะสมดุลกับแรงต้านทานความเฉื่อย R_i , ความต้านทานการกลิ้ง R_f , และความต้านทานของความลาดชัน R_g สมการการเคลื่อนที่ของยานยนต์ สมการ (7-15) จะกลายเป็น

$$a m \gamma = P - (R_f + R_g) \quad (7-42)$$

แทนค่าของ R_f และ R_g (จากสมการ 5-4 และ 5-12) แล้วใช้ $P = P_{\max} = \mu W_d$ จะได้

$$\frac{a_{\max} W \gamma}{g} = \mu W_d - Wf - W \sin(\pm \theta) \quad (7-43)$$

หารด้วย W แล้วใช้ตัวประกอบกระจายน้ำหนัก w จะได้

$$a_{\max} = \frac{g}{\gamma} [w\mu - f - \sin(\pm \theta)] \quad (7.44)$$

ค่าของ w จะต้องแทนด้วยค่าสำหรับการขับเคลื่อนล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ แล้วแต่กรณีที่พิจารณา สำหรับค่าที่ถูกต้องของ Sine ของมุม θ สามารถใช้ค่าโดยประมาณ $G/100$ แทนลงไปได้

7.10 ขีดจำกัดของแรงจุดลาก

ถ้าแรงขับเคลื่อนถูกใช้ไปในการทำให้เกิดแรงจุดลาก D การสมดุลของแรง (ไม่คิดอัตราเร่งและความต้านทานของอากาศ) จะแสดงได้เป็น

$$W_d \mu = P_{\max} = D_{\max} + R_f + R_g \quad (7.45)$$

แต่ในกรณีนี้ สมการที่ถูกดัดแปลงให้ง่ายสำหรับน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลา W_g (สมการ 7-7.1 และ 7-7.2) ไม่สามารถนำมาใช้ได้เพราะว่าความสูงของจุดจุดลาก H_d นั้นต่างจากความสูงของจุดศูนย์ถ่วง H สมการที่ต้องการ (สมการ 7-4.1 และ 7-4.2) จะถูกนำมาใช้สำหรับ W_d โดยมีการปรับแต่งให้ $R_g = 0, R_{ic} = 0$ ซึ่งจะได้

$$W_{dr} = \frac{1}{L} [L_r W - HW \sin(\pm \theta) - H_d D] \quad (7.46)$$

$$W_{df} = \frac{1}{L} [L_r W + HW \sin(\pm \theta) + H_d D] \quad (7.47)$$

เมื่อแทน 2 สมการนี้ลงในสมการ (7-45) จะได้สมการสำหรับการขับเคลื่อนล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ ออกมาดังนี้

7.10.1 การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

$$\frac{\mu}{L} [L_r W - HW \sin(\pm \theta) - H_d D_{f \max}] = D_{f \max} + fW + W \sin(\pm \theta) \quad (7.48)$$

และแรงจุดลากสูงสุด

$$D_{f \max} = W \left[\frac{(\mu L_r - fL)}{L + \mu H_d} - \frac{(L + \mu H) \sin(\pm \theta)}{L + \mu H_d} \right] \quad (7.49)$$

7.10.2 การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง

$$\frac{\mu}{L} [L_r W + HW \sin(\pm \theta) + H_d D_{r \max}] = D_{r \max} + fW + W \sin(\pm \theta) \quad (7.50)$$

และ

$$D_{r \max} = W \left[\frac{(\mu L_r - fL)}{L - \mu H_d} - \frac{(L - \mu H) \sin(\pm \theta)}{L - \mu H_d} \right] \quad (7.51)$$

7.10.3 การขับเคลื่อนทั้ง 4 ล้อ

$$W\mu = D_{4\max} + fW + W \sin(\pm \theta)$$

และ

$$D_{4\max} = W[\mu - f - \sin(\pm \theta)] \quad (7-52)$$

สมการเหล่านี้ได้รวมเทอมของความลาดชันเป็นมุม θ ไว้ด้วย สำหรับการเคลื่อนที่บนพื้นราบ เทอมของ Sine จะกลายเป็นศูนย์ สมการจะอยู่ในรูปที่ง่ายขึ้นมา

ในหัวข้อต่อไปจะกล่าวถึงขีดจำกัดของสมรรถนะต่อ และจะสรุปสมการเพื่อการคำนวณต่างๆไว้เป็นหมวดหมู่ อีกด้วย

ตัวอย่างที่ 7.2 ยานยนต์คันหนึ่งมีน้ำหนักรวม 13 350 N โดยมีการกระจายน้ำหนักดังนี้ $L_f = 0.55 L$, $L_r = 0.45 L$ ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง $H = 0.35 L$ สัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง $f = 0.02$ จงคำนวณหาขีดจำกัดของสมรรถนะ นั่นคือ แรงขับเคลื่อนสูงสุด, ความเร็วสูงสุดซึ่งถูกจำกัดด้วยแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น, ความสามารถในการไต่ทางลาดชันสูงสุด และอัตราเร่งสูงสุด

วิธีทำ

แรงขับเคลื่อนสูงสุด โดยการสมมติให้สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน $\mu = 0.8$ แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ถ่ายทอดไปได้จะมีค่าดังต่อไปนี้

การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า สมการ (7-21) ให้ตัวประกอบการกระจายน้ำหนักเป็น

$$w_f = \frac{(0.45)L + (0.02)(0.35)L}{L + (0.8)(0.35)L} = 0.357$$

จากสมการ (7-20) แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ถ่ายทอดไปได้คือ

$$P_{f\max} = (0.8)(13\,350)(0.357) = 3813 \text{ N} \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง สมการ (7-26) ให้ตัวประกอบการกระจายน้ำหนักเป็น

$$w_r = \frac{(0.55)L - (0.02)(0.35)L}{L - (0.8)(0.35)L} = 0.755$$

จากสมการ (7-27) แรงขับเคลื่อนสูงสุดคือ

$$P_{r\max} = (0.8)(13\,350)(0.755) = 8055 \text{ N} \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อนทั้ง 4 ล้อ สมการ (7-28) ซึ่งสมมติว่าใช้น้ำหนักทั้งหมดของยานยนต์ในการทำให้เกิดแรงขับเคลื่อน จะให้ผลลัพธ์

$$P_{4\max} = (0.8)(13\,350)(1.0) = 10\,680 \text{ N} \quad \text{ตอบ}$$

สมการนี้ใช้ด้วยความเข้าใจว่าแรงขับเคลื่อน (และแรงบิดของเครื่องยนต์) ถูกกระจายลงที่ล้อหน้าและล้อหลังตามข้อกำหนดของสมการ (7-32) คือ

$$\frac{P_{4f}}{P_{4r}} = \frac{(0.45L) - (0.35L)(0.8 - 0.02)}{(0.55L) + (0.35L)(0.8 - 0.02)} = \frac{18}{82}$$

ความหมายของผลลัพธ์นี้คือ เพลาล้อหน้าสร้างแรงขับเคลื่อนขึ้น 18 % และเพลาล้อหลังสร้างแรงขับเคลื่อน 82% ของแรงขับเคลื่อนทั้งหมด

เพื่อเป็นการเปรียบเทียบ ได้ทำการคำนวณใหม่สำหรับถนนลื่น ซึ่ง $\mu = 0.2$

$$\frac{P_{4f}}{P_{4r}} = \frac{(0.45L) - (0.35L)(0.2 - 0.02)}{(0.55L) + (0.35L)(0.2 - 0.02)} = \frac{39}{61}$$

ผลการคำนวณนี้แสดงให้เห็นว่าเพลาล้อหน้าใช้แรงบิดประสิทธิผลของเครื่องยนต์ไป 39 % ส่วนเพลาล้อหลังใช้ 61 % เมื่อผิวถนนกลายเป็นถนนลื่น จะเห็นได้ว่าการขับเคลื่อน 4 ล้อ จะมีการเปลี่ยนแปลงการกระจายแรงบิดที่เหมาะสมไปมากพอสมควร เมื่อสภาพถนนเปลี่ยนจากถนนแห้งเป็นถนนเปียก

ขีดจำกัดของความเร็ว สมมติให้สัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ $c_d = 0.5$ และพื้นที่ฉายส่วนหน้าของยานยนต์เป็น $A = 2.323$ ตร. ม. ความเร็วสูงสุดซึ่งถูกจำกัดโดยความฝืดจะคำนวณได้จากสมการ (7-37) ดังต่อไปนี้

การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

$$V = 4.605 \sqrt{\frac{13350[(0.357)(0.8) - 0.02]}{(0.5)(2.323)}} = 254 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง

$$V = 4.605 \sqrt{\frac{13350[(0.755)(0.8) - 0.02]}{(0.5)(2.323)}} = 377 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อน 4 ล้อ

$$V = 4.605 \sqrt{\frac{13350[(1.0)(0.8) - 0.02]}{(0.5)(2.323)}} = 436 \text{ km/h} \quad \text{ตอบ}$$

ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน ความสามารถในการไต่ทางลาดชันสูงสุดสำหรับคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.8$) และพื้นที่ลื่น ($\mu = 0.2$) จะคำนวณได้จากสมการ (7-41)

การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า ค่าของตัวประกอบการกระจายน้ำหนัก w หามาได้ก่อนหน้านี้อแล้วคือ $w = 0.357$

ถนนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.8$) $G_{\max} = 100 [(0.357) (0.8) - 0.02] = 27 \% \quad \text{ตอบ}$

ถนนลื่น ($\mu = 0.2$) $G_{\max} = 100 [(0.357) (0.2) - 0.02] = 5 \% \quad \text{ตอบ}$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง

สำหรับถนนแห้ง $G_{\max} = 100 [(0.755) (0.8) - 0.02] = 58 \% \quad \text{ตอบ}$

สำหรับถนนลื่น $G_{\max} = 100 [(0.755) (0.2) - 0.02] = 13 \%$ **ตอบ**

การขับเคลื่อนทั้ง 4 ล้อ

สำหรับถนนแห้ง $G_{\max} = 100 [(1.0) (0.8) - 0.02] = 78 \%$ **ตอบ**

สำหรับถนนลื่น $G_{\max} = 100 [(1.0) (0.2) - 0.02] = 18 \%$ **ตอบ**

น่าสนใจที่จะสังเกตว่า ภายใต้สภาวะถนนลื่น ยานยนต์ที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าไม่สามารถไต่ทางลาดชันเกิน 5 % โชคดีที่ค่านี้ยังอยู่ในช่วงของความลาดชันที่มีอยู่ตามปกติของทางหลวง

ขีดจำกัดของอัตราเร่ง สำหรับยานยนต์ที่ทำงานบนพื้นราบด้วยเกียร์ขับตรง ขีดจำกัดของอัตราเร่งจะคำนวณได้จากสมการ (7-44) สมมติให้ $\gamma = 1.1$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

$$a_{\max} = g [(0.357)(0.8) - (0.02)] / 1.1 = 0.2415 g = 2.369 \text{ m/s}^2 \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง

$$a_{\max} = g [(0.755)(0.8) - (0.02)] / 1.1 = 0.5309 g = 5.208 \text{ m/s}^2 \quad \text{ตอบ}$$

การขับเคลื่อนทั้ง 4 ล้อ

$$a_{\max} = g [(1.0)(0.8) - (0.02)] / 1.1 = 0.7091 g = 6.956 \text{ m/s}^2 \quad \text{ตอบ}$$

7.11 ขีดจำกัดซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนัก

แรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้ที่ได้กล่าวมาแล้ว ถูกตั้งเป็นขีดจำกัดขั้นพื้นฐานของสมรรถนะของยานยนต์ โดยไม่ได้เอาเกณฑ์กำหนดของสมรรถนะอื่นๆที่สำคัญ คือ อัตราเร่ง, ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน, ความเร็ว หรือแรงจุดลากเข้ามาเกี่ยวข้อง ปัจจัยที่มีผลต่อแรงขับเคลื่อนสูงสุดคือ

1. ความฝืดของถนนที่มีอยู่
2. น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาล้อขับ

ในหัวข้อต่อไปนี้จะศึกษาขีดจำกัดของสมรรถนะของยานยนต์ต่อ สิ่งที่แตกต่างกันกับขีดจำกัดที่ผ่านมาแล้วก็คือ ขีดจำกัดที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้จะแบ่งออกเป็นขีดจำกัดซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนักรวมของยานยนต์กับขีดจำกัดซึ่งขึ้นอยู่กับน้ำหนักของยานยนต์ และได้สรุปสูตรการคำนวณที่ผ่านมาแล้ว มาไว้ในตารางที่ 7.1

อัตราเร่งสูงสุด และ ความสามารถสูงสุดในการไต่ทางลาดชัน 2 ขีดจำกัดของสมรรถนะนี้หาค่าออกมาจากแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้ สำหรับปริมาณดังกล่าวมีเฉพาะการกระจายน้ำหนักเท่านั้นที่เป็นสภาวะที่มีความสำคัญ

การอธิบายทางกายภาพของความจริงข้อนี้หนึ่งง่ายมาก สมมติว่ายานยนต์ 2 คันซึ่งมีการกระจายน้ำหนักเหมือนกัน แต่มีน้ำหนักรวมต่างกันถูกนำมาเปรียบเทียบกัน จะเห็นได้ว่ายานยนต์คันที่หนักกว่าจะมีแรงเสียดทานที่ถ่ายทอดได้สูงกว่าเกิดขึ้น (เพราะว่ามันมีแรงปฏิกิริยาที่เพลาล้อสูงมากกว่า) จะถูกสมดุลอย่างแท้จริงด้วยแรงที่ต้องใช้ในการเร่งยานยนต์หรือดันทันขึ้นเนิน ซึ่งมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย

จะเห็นได้ว่าจะไม่ได้แรงขับเคลื่อนซึ่งเป็นสิ่งที่จะไปจำกัดอัตราเร่งหรือความสามารถในการไต่ทางลาดชันเพิ่มขึ้นเลยเมื่อยานยนต์มีน้ำหนักเพิ่มมากขึ้น ซึ่งจำกัดของสมรรถนะเหล่านี้จะสามารถปรับปรุงได้เพียงอย่างเดียวคือทำให้การเปลี่ยนแปลงการกระจายน้ำหนักให้ดีขึ้นเท่านั้น นั่นคือทำให้การขนพลาขับเป็นสัดส่วนที่มากขึ้นของน้ำหนักรวมของยานยนต์

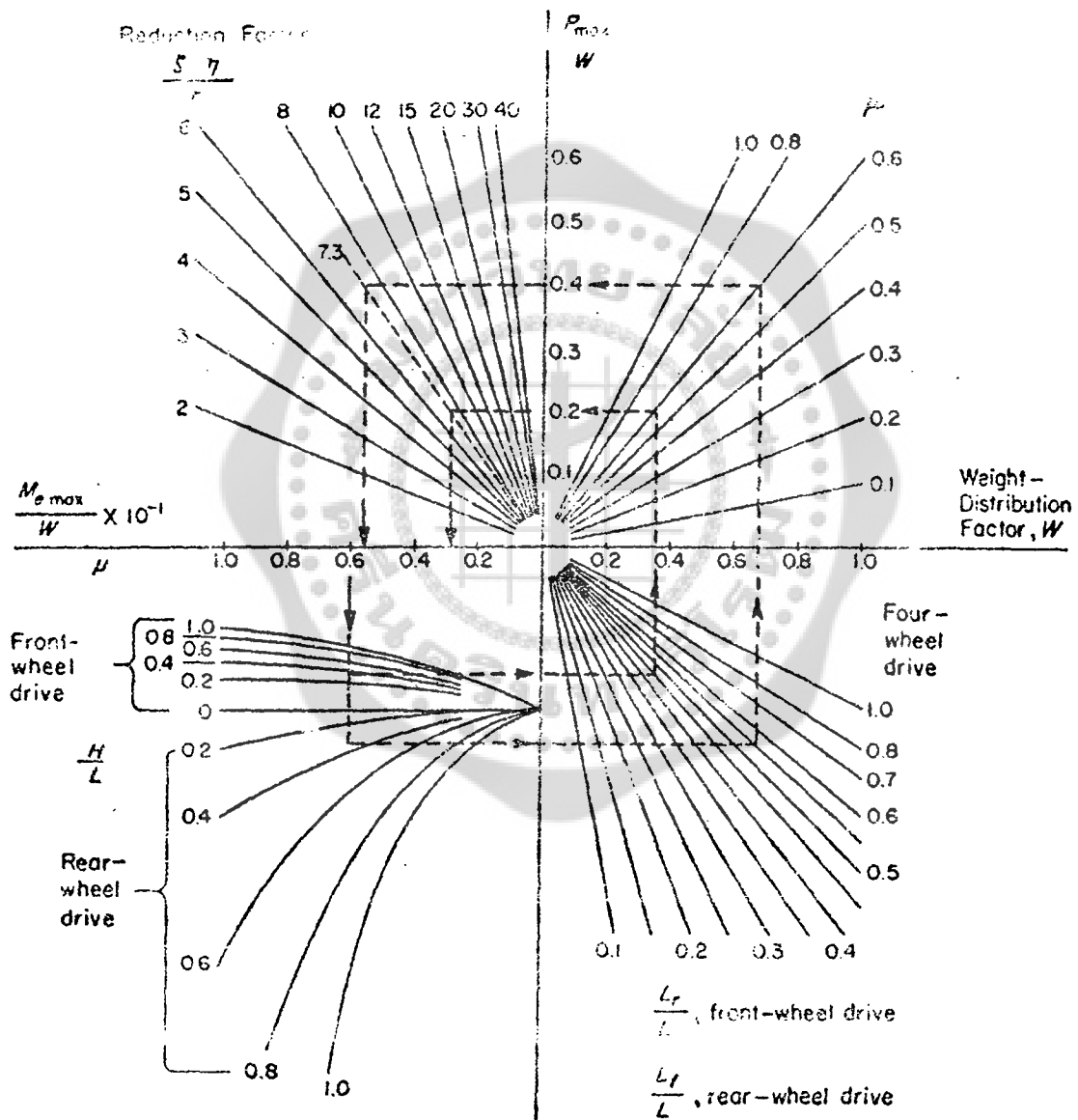
ตารางที่ 7.1 สมการแรงปฏิกิริยาที่เพลลาและขีดจำกัดของสมรรถนะ

Axle - Reaction and Performance - Limit Equations			
	Front - Wheel drive	Rear - Wheel drive	Four - Wheel drive
Static drive - axle weight W_f, W_r (N)	$W_f = W \frac{L_r}{L}$	$W_r = W \frac{L_f}{L}$	$W_{4f} = W \frac{L_r}{L}$ $W_{4r} = W \frac{L_f}{L}$
Dynamic axle - weight transfer, ΔW_c (N)	$\Delta W_c = \frac{H}{L} (P - fW)$		
Dynamic axle reaction due to tractive force, W_d (N)	$W_{df} = W_f - \Delta W_d$	$W_{dr} = W_r + \Delta W_d$	$W_{df} = W_f - \Delta W_d$ $W_{dr} = W_r + \Delta W_d$
Maximum dynamic axle weight, W_c (N)	$W_{df} = W \frac{L_r + fH}{L + \mu H}$	$W_{dr} = W \frac{L_f - fH}{L - \mu H}$	$\frac{W_{4f}}{W_{4r}} =$ $W \frac{L_r - H(\mu - f)}{L_f + H(\mu - f)}$
Weight - distribution factor, $w = \frac{W_d}{W}$	$w_f = \frac{L_r + fH}{L + \mu H}$	$w_r = \frac{L_f - fH}{L - \mu H}$	$w_d = 1$
Maximum tractive force transferable, P_{max} (N)	$P_{fmax} = w_f \mu W$	$P_{rmax} = w_r \mu W$	$\frac{P_{4f}}{P_{4r}} = \frac{W_{4f}}{W_{4r}}$
Maximum speed*, V_{max} (km/h)	$4.605 \sqrt{\frac{W}{C_a A}} (w_f \mu - f)$	$4.605 \sqrt{\frac{W}{C_a A}} (w_r \mu - f)$	$4.605 \sqrt{\frac{W}{C_a A}} (\mu - f)$
Maximum gradability, G_{max} (percent)	$100 (W_f \mu - f)$	$100 (W_r \mu - f)$	$100 (\mu - f)$
Maximum acceleration*, a_{max} (m/s ²)	$\frac{g}{\gamma} (w_f \mu - f)$	$\frac{g}{\gamma} (w_r \mu - f)$	$\frac{g}{\gamma} (\mu - f)$
Maximum drawbar pull*, D_{max} (N)	$W \frac{\mu L_r - fL}{L + \mu H_d}$	$W \frac{\mu L_f - fL}{L - \mu H_d}$	$W(\mu - f)$

* On level ground.

7.12 ขีดจำกัดซึ่งขึ้นอยู่กับน้ำหนัก

ต่างออกไปจากจากกรณีสำหรับอัตราเร่งและความสามารถในการไต่ทางลาดชัน ความเร็วสูงสุดและแรงจุดลากจะเป็นฟังก์ชันของน้ำหนักรวมของยานยนต์ คำอธิบายก็คือ การเพิ่มขึ้นของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น (เนื่องจากน้ำหนักของยานยนต์เพิ่มมากขึ้น) จะเกินสมดุล(Overbalance) ความต้องการสำหรับแรงขับเคลื่อนที่สูงมากขึ้นในยานยนต์ที่มีน้ำหนักเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นจึงมีผลลัพธ์ทำให้ยานยนต์ที่มีน้ำหนักมากวิ่งได้เร็วมากขึ้น และสามารถสร้างแรงจุดลากได้เพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 7.2 ความสัมพันธ์เชิงกราฟระหว่างสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ , การกระจายน้ำหนักของยานยนต์ซึ่งกำหนดโดยตัวประกอบ $H/L, L_f/L, L_r/L$ และค่าจำเพาะของแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดได้ P_{max}/W และแรงบิดของเครื่องยนต์ $M_{e,max}/W$ ที่เขียนเป็นกราฟเป็นปริมาณที่ไม่มีมิติเท่านั้น เพราะฉะนั้นชาร์ตนี้จะใช้ได้กับยานยนต์ทุกชนิด

7.13 ชาร์ทของแรงขับเคลื่อน

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงขับเคลื่อน, สัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนและการกระจายน้ำหนักสามารถเขียนในรูปแบบที่แสดงไว้ในรูปที่ 7.2 ซึ่งจะมีเฉพาะตัวประกอบที่ไม่มีมิติเท่านั้น ยกเว้นตัวประกอบอัตราทด $\zeta\eta/r$ โดยทั่วไปชาร์ทนี้จะใช้ได้กับยานยนต์ทุกชนิด พื้นฐานทางคณิตศาสตร์ในการสร้างชาร์ทมีดังต่อไปนี้

1. อิทธิพลของความต้านทานการกลิ้งที่มีต่อน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลา นั้นไม่นำมาพิจารณา สมมติฐานนี้ใช้ได้สำหรับพื้นผิวคอนกรีต หรือ พื้นผิวที่คล้ายคลึงกัน เมื่อ $f = 0.02$ เป็นค่าตามปกติ ความผิดพลาดของการที่ไม่ใช้ f ในการคำนวณสมการการกระจายน้ำหนักมีค่าประมาณ 1 %

2. เพื่อให้การสร้างชาร์ทไม่ขึ้นอยู่กับมิติทางเรขาคณิตของยานยนต์ สมการสำหรับตัวประกอบการกระจายน้ำหนัก w (ตารางที่ 7.1) จะถูกจัดรูปดังต่อไปนี้

การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

$$w_f = \frac{L_r/L}{1 + \mu H/L} \quad (7-53)$$

การขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง

$$w_r = \frac{L_r/L}{1 - \mu H/L} \quad (7-54)$$

ค่าที่ปรากฏในสมการ (7-53) และ (7-54) คืออัตราส่วนที่ไม่มีมิติ L_r/L , L_f/L และ H/L

3. น้ำหนักของยานยนต์ถูกกำจัดออกไปด้วยการหารสมการแรงขับเคลื่อน (ตารางที่ 7.1) ด้วย W ซึ่งจะได้

$$P_{\max} / W = w \mu \quad (7-55)$$

4. แรงขับเคลื่อนประสิทธิภาพบนล้อขับเคลื่อนเป็นผลคูณระหว่างส่วนประกอบต่อไปนี้คือแรงบิดของเครื่องยนต์ M_e , อัตราทดระบบส่งกำลัง ζ , ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง η และรัศมีการกลิ้งของยาง r ดังนั้นค่าแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์ต่อน้ำหนักยานยนต์หนึ่งหน่วยจะหาออกมาได้ เมื่อ

$$M_{e \max} / W = \frac{(P_{\max} / W)}{(\zeta\eta/r)} \quad (7-56)$$

สมการนี้ถูกแสดงแบบกราฟไว้ในรูปที่ 7.2 ชาร์ทนี้จะทำให้สามารถหาค่าของ P_{\max} และ $M_{e \max}$ ได้อย่างง่ายดายและมีความแม่นยำเป็นที่ยอมรับได้ สำหรับยานยนต์ไม่ว่าจะมีน้ำหนัก, ระยะฐานล้อ, ตำแหน่งของจุดศูนย์กลางและสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนเป็นเท่าใด เทคนิคในการใช้ไดอะแกรมนี้ได้แสดงไว้ในตัวอย่างที่ 7.3

7.14 ขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ทางปฏิบัติ

ตัวอย่างที่น่าสนใจของการคำนวณขีดจำกัดของสมรรถนะตัวอย่างหนึ่งก็คือ ขีดจำกัดจะมีแนวโน้มเป็นอย่างไรเมื่อรถแก๊งใช้เครื่องยนต์ที่มีกำลังมากขึ้น ?

เพื่อเป็นพื้นฐานสำหรับการวิเคราะห์ ยกตัวอย่างการกระจายน้ำหนัก (รถรับภาระ) โดย $L_f = 0.55 L$ จุดศูนย์กลางอยู่สูงจากพื้น $H = 0.35 L$ และสมมติสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน $\mu = 0.6$ สำหรับค่าต่างๆเหล่านี้ การขับเคลื่อนด้วยล้อหลังตามปกติ จากรูปที่ 7.2 ให้ $P_{\max} = 0.4 W$ อัตราทดสูงสุดที่เป็นไปได้ ซึ่งเป็นหนึ่งในเกณฑ์

หลักในการตัดสินใจสมรรถนะของรถเก๋ง จะได้ออกมาจากตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วง ค่าของ a_{\max} จะคำนวณได้โดยตรงจาก P_{\max} โดยการใส่สมการ

$$a_{\max} = \frac{Pg}{W\gamma}$$

ในตัวอย่างนี้ ตัวประกอบความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน สมมติว่าเป็น $\gamma = 1.1$ เพราะฉะนั้น

$$a_{\max} = \frac{(0.4W)(g)}{W(1.1)} = 0.3636 g = 3.567 \text{ m/s}^2 \quad (7-57)$$

สมมติต่อไปว่าแรงขับเคลื่อนถูกสร้างขึ้นโดยผ่านอัตราทดรวม 9.5:1 ในเกียร์ต่ำ(ค่าที่ใช้ตามปกติของรถเก๋ง) ประสิทธิภาพการส่งกำลังรวม 85 % และรัศมีการกลิ้งของยาง $r = 0.3353 \text{ m}$ (1.1 ft) ดังนั้น

$$\zeta\eta / r = \frac{(9.5)(0.85)}{1.1} = 7.3 \text{ / ft} \quad (7-58)$$

สำหรับค่านี้ ไดอะแกรมจะให้ $M_e / W = 0.056$ และถ้าสมมติว่ายานยนต์นี้มีน้ำหนักรวม 17 800 N(4000 lb) แรงบิดของเครื่องยนต์สูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้โดยใช้อัตราทด 9.5:1 คือ

$$M_{e \max} = (4000)(0.056) = 224 \text{ lb-ft} = 304 \text{ N.m} \quad (7-59)$$

แรงบิดของเครื่องยนต์รถเก๋งในช่วงที่มีค่า 300 N.m ในปัจจุบันเป็นเรื่องธรรมดามาก ดังนั้นจะเห็นได้ว่าใกล้จะถึงขีดจำกัดทางความผิดของล้อขับในเกียร์ต่ำ แรงบิดของเครื่องยนต์ที่มีค่าสูงจะถูกใช้อย่างมีประสิทธิภาพกับชุดเฟืองทดที่มีอัตราทดต่ำเท่านั้น โดยบางทีอาจจะไม่มีผลเป็นการปรับปรุงสมรรถนะที่แท้จริงให้ดีขึ้นแต่อย่างใด ถ้าต้องการอัตราเร่งที่สูงมากกว่านี้อีกต่อไป จะต้องเปลี่ยนแปลงการกระจายน้ำหนักของรถเก๋งโดยการเลื่อนจุดศูนย์ถ่วงเข้าไปหาเพลาลับ

7.15 การเปรียบเทียบระบบขับเคลื่อน

ขีดจำกัดสมรรถนะจะไม่มีทางมีค่าสูงถึงขีดจำกัดทางทฤษฎี เพราะว่า ด้วยค่าของความผิดของถนนที่มีค่าสูง, กำลังของเครื่องยนต์นั้นมักจะเป็นปัจจัยที่กำหนดค่าขีดจำกัดของสมรรถนะ จะเห็นได้ว่าในกรณีเช่นนี้การกระจายน้ำหนักพลศาสตร์นั้นไม่มีความสำคัญเมื่อเกี่ยวข้องกับสมรรถนะของแรงขับเคลื่อน ในทางตรงกันข้าม เมื่อจำเป็นต้องใช้แรงขับเคลื่อนที่มีค่าต่ำหรือเมื่อยานยนต์ต้องทำงานภายใต้สภาวะที่มีความผิดต่ำ การกระจายน้ำหนักจะกลายเป็นปัจจัยวิกฤติ และจะปรากฏว่าสมรรถนะของการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อมีความแตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัด

การวัดเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบขับเคลื่อนทั้ง 3 ระบบที่ดีที่สุดคือ ระดับของการนำเอาความผิดที่เกิดขึ้นมาใช้ประโยชน์ การเปรียบเทียบเช่นนี้จะได้จากอัตราส่วน

$$P_4 : P_r = \mu : \mu \frac{L_r/L}{1 - \mu H/L} \quad (7-60)$$

$$P_r : P_f = \mu \frac{L_r/L}{1 - \mu H/L} : \mu \frac{L_r/L}{1 + \mu H/L}$$

หรือรวมทั้งหมด

$$P_4 : P_r : P_f = \mu : \mu \frac{L_r/L}{1 - \mu H/L} : \mu \frac{L_r/L}{1 + \mu H/L} \quad (7-61)$$

ทางด้านขวามมือของสมการแสดงถึงอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานประสิทธิผลที่ถูกใช้โดยระบบขับเคลื่อนทั้ง 3 ระบบ ค่าเหล่านี้ถูกเขียนเป็นกราฟเทียบกับสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนที่เกิดขึ้น ดูรูปที่ 7.3 สำหรับยานยนต์ที่สมมติว่ามีการกระจายน้ำหนักสถิต $L_r = L_f = 0.5 L$ และ $H = 0.35 L$

ที่จุดใดๆก็ตามการขับเคลื่อน 4 ล้อจะให้ประสิทธิผลทางทฤษฎีสูงสุด นั่นคือ 100 % ประสิทธิภาพของระบบขับเคลื่อนล้อหน้าและล้อหลังจะถูกคำนวณเป็นฟังก์ชันของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนที่เกิดขึ้น และได้แสดงไว้ในรูปที่ 7.3 เมื่อค่าความฝืดเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพของการขับเคลื่อนด้วยล้อหลังจะเพิ่มขึ้นด้วย ในทางตรงกันข้าม การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าประสิทธิภาพจะลดลง สำหรับค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนตามปกติ $\mu = 0.6$ อัตราส่วนของแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้คือ

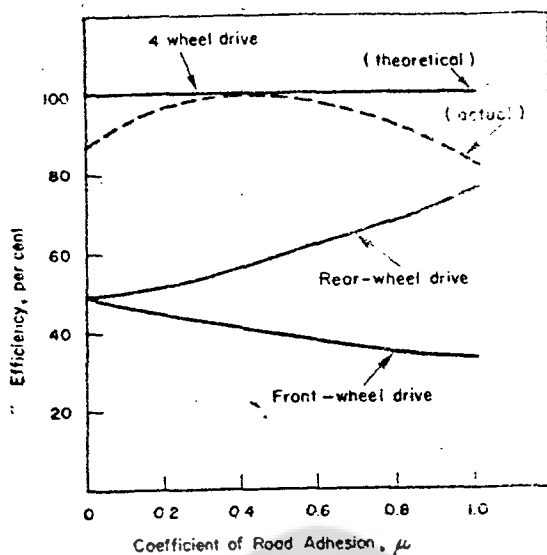
$$P_4 : P_r : P_f = 100 : 61 : 39$$

สำหรับแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์ที่ใช้กับการขับเคลื่อนแต่ละแบบก็จะได้ออกมาในสัดส่วนเดียวกันด้วย

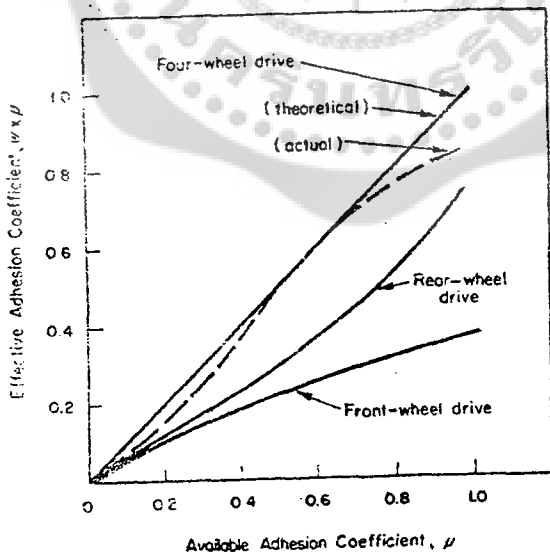
ศักยภาพในการนำไปใช้งานได้ของระบบขับเคลื่อนที่ต่างกันสามารถสรุปได้จากการเปรียบเทียบที่ผ่านมาแล้ว การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าจะใช้ได้เฉพาะกับเครื่องยนต์ขนาดเบาเท่านั้น และเพราะฉะนั้นจึงพบว่าใช้กับรถน้ำหนักเบาเท่านั้น ในการใช้งานเช่นนี้ จะมีพฤติกรรมในการเข้าโค้งดีเยี่ยม เพิ่มเนื้อที่โดยสารภายใน และเครื่องยนต์มีโครงสร้างกะทัดรัด นี่เป็นข้อดีที่สำคัญของระบบขับเคลื่อนล้อหน้า

การขับเคลื่อนล้อหลังซึ่งเป็นการออกแบบส่วนใหญ่ในอดีตที่ผ่านมาเมื่อไม่นานมานี้ และบางทีอาจจะไม่สามารถรักษาตำแหน่งผู้นำเอาไว้ได้ แต่แนวโน้มที่มันจะใช้เครื่องยนต์สำหรับรถเก๋งที่หนักขึ้นและมีกำลังเพิ่มมากขึ้น ทำให้มันมีน้ำหนักตกลงที่เพลาล้อหน้ามาก ข้อเสียอื่นนอกจากข้อเสียที่เป็นเครื่องยนต์หนักมากแล้วยังมีแนวโน้มทางด้านตรงข้ามที่ต้องการอย่างยิ่งก็คือต้องมีน้ำหนักมากขึ้นเพื่อเพิ่มแรงเสียดทานที่ล้อหลังซึ่งเป็นล้อขับเคลื่อน ความต้องการนี้ซึ่งต้องการให้เพลาล้อหน้าแข็งแรงบิดได้สูงขึ้นจะได้มาจากการทำให้เครื่องยนต์มีกำลังมากเพิ่มขึ้น การปรับปรุงในสถานะการณ์เช่นนี้จะทำได้โดยการติดตั้งเครื่องยนต์ไว้ด้านหลังของยานยนต์ การออกแบบที่ประสบความสำเร็จหลายรายได้ใช้เครื่องยนต์วางไว้ข้างหลัง และพบว่าจะมีการใช้งานเช่นนี้เพิ่มมากขึ้นในอนาคต

ข้อดีของการขับเคลื่อน 4 ล้อก็คือ จะเด่นมากเมื่อมีค่าความฝืดต่ำ เนื่องจากต้นทุนการผลิตยานยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อสูงกว่า ดังนั้นการใช้งานจึงมีใช้เฉพาะกับกรณีที่ต้องการแรงขับเคลื่อนสูงสุดเท่าที่เป็นไปได้ หรือ ใช้กับยานยนต์ที่ออกแบบมาให้ทำงานภายใต้สภาวะความฝืดที่เลวร้ายเท่านั้น ตัวอย่างของการใช้งานเช่นนี้คือรถที่ใช้นอกถนน (off-the-road) หรือยานยนต์สำหรับการทหาร ถ้ายังคงมีแนวโน้มที่จะใช้ยานยนต์ที่มีกำลังสูงอยู่ต่อไป การใช้ระบบขับเคลื่อน 4 ล้อ ก็นับว่าเป็นวิธีการแก้ปัญหาที่เป็นไปได้ในทางปฏิบัติวิธีหนึ่ง



รูปที่ 7.3 ประสิทธิภาพของระบบขับเคลื่อนล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ เป็นฟังก์ชันของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน ไดอะแกรมแสดงตัวประกอบการกระจายน้ำหนักเป็น % ($w \times 100$) สำหรับรถซึ่งมีน้ำหนักบนล้อหน้าและล้อหลังเท่ากัน การขับเคลื่อนด้วยล้อหน้าและล้อหลังมีประสิทธิภาพเท่ากันที่ค่าความฝืดต่ำ เมื่อความฝืดสูงขึ้นการขับเคลื่อนด้วยล้อหลังจะมีประสิทธิภาพสูงขึ้นและการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้ามีประสิทธิภาพต่ำลง ประสิทธิภาพของการขับเคลื่อน 4 ล้อจะยังคงรักษาไว้ที่ 100% ทางทฤษฎีตลอดทุกช่วงของความฝืดได้เฉพาะในกรณีที่แรงบิดที่กระจายไปสู่เพลาสถาสามารถปรับสำหรับค่า μ ที่แปรเปลี่ยนไปได้เท่านั้นสมรรถนะที่แท้จริงจะมีค่าสูงถึงค่าทางทฤษฎีเฉพาะที่ตรงค่าความฝืดซึ่งใช้ในการคำนวณเท่านั้น



รูปที่ 7.4 การเปรียบเทียบการใช้ความฝืดของถนนที่มีอยู่โดยระบบขับเคลื่อนแบบต่าง ๆ ไดอะแกรมแสดงค่าประสิทธิผล μ (เป็น $w \times \mu$) เป็นฟังก์ชันของค่า μ ที่มีอยู่ การขับเคลื่อน 4 ล้อจะมีค่าสูงถึง 100 % ทางทฤษฎีเฉพาะเมื่อค่าของ μ ที่ทำให้การกระจายแรงบิดไปยังล้อตรงกับสภาวะที่ต้องการทางทฤษฎี ความแตกต่างในการใช้ความฝืดระหว่างรถขับเคลื่อนล้อหน้าและล้อหลังเพิ่มขึ้นเมื่อความฝืดสูงขึ้น

ตัวอย่าง 7.3 ยานยนต์คันหนึ่งซึ่งมีตำแหน่งของจุดศูนย์กลาง $H/L = 0.35$, $L_f/L = 0.55$ ต้องการทราบแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดไปได้บนพื้นผิวคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.60$) สำหรับการขับเคลื่อนล้อหน้าและการขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง ต้องการทราบแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์สำหรับตัวประกอบอัตราทดเกียร์ต่ำ $\zeta\eta/r = 7.3 / \text{ft}$ ด้วย

วิธีทำ จากรูปที่ 7.2 ในควอเทอแรนท์ซ้ายมือข้างล่าง ออร์ดิเนต $\mu = 0.60$ ถูกฉายไปตัดกับเส้น H/L ที่ค่า 0.35 จากจุดตัดนี้ฉายเส้นต่อไปตัดกับเส้น $L_f/L = 0.55$ และ $L_r/L = 0.45$ แล้วฉายต่อไปตัดเส้น $\mu = 0.60$ ในควอเทอแรนท์ขวามือด้านบน จากจุดตัดนี้ฉายไปบนแกนของ P_{max}/W จะได้ $P_{f \text{ max}} = 0.21 W$ และ $P_{r \text{ max}} = 0.405 W$ เป็นแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ถ่ายทอดได้

จากเส้นฉายทั้ง 2 นี้ ฉายต่อไปตัดกับเส้นของตัวประกอบอัตราทด 7.3 แล้วฉายไปตัดแกน $M_{e \text{ max}}/W$ จะได้แรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์เป็น $M_{e r \text{ max}} = 0.056 W$ สำหรับการขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง และ $M_{e f \text{ max}} = 0.028 W$ สำหรับการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

สมมติว่ายานยนต์หนัก 4000 lb (17 800 N),

$$P_{r \text{ max}} = 1620 \text{ lb (7209 N)} \text{ และ } M_{e r \text{ max}} = 224 \text{ lb-ft (304 N.m)}$$

ตอบ

สำหรับการขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง และ

$$P_{f \text{ max}} = 840 \text{ lb (3738 N)} \text{ กับ } M_{e f \text{ max}} = 112 \text{ lb-ft (152 N.m)}$$

ตอบ

สำหรับการขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า

เอกสารอ้างอิง

1. Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992.
2. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.
3. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons. New York, 1993.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Bastow, Donald and Howard, Geoffrey "Chapter 10 Drive Layout and its Effects." **Car Suspension and Handling**, 3rd Ed., Society of Automotive Engineers, 1993.
2. Milliken, William F. and Milliken, Douglas L. "Chapter 20 Driving and Braking" **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
3. Reimpell, J. and Stoll, H. "Chapter 1 Types of Drive and Suspension & Chapter 6 Chassis and Vehicle Overall" **The Automotive Chassis : Engineering Principles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1996.

แบบฝึกหัด บทที่ 7

1. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$ และ $H = 0.30 L$ ถ้ารถยนต์คันนี้ถูกขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด 220 N.m ในเกียร์ 4 อัตราทด 1 : 1 และอัตราทดเฟืองท้าย 3.75 : 1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง โดยใช้ยางซึ่งมีรัศมีการกลิ้ง 360 มม. จงหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาล้อหน้าและล้อหลัง [ตอบ $W_{df} = 6092 N$, $W_{dr} = 8623 N$]
2. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$ และ $H = 0.30 L$ ถ้ารถยนต์คันนี้วิ่งขึ้นทางลาดชัน 20% ด้วยความเร็วคงที่ 80 กม./ชม. โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1 : 1 และอัตราทดเฟืองท้าย 3.75 : 1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง Wheel base $L = 3000$ mm, Wheel Track $S = 1250$ mm, สูง 1600 mm. และ $c_g = 0.5$ จงหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาล้อหน้าและล้อหลัง [ตอบ $W_{df} = 5658 N$, $W_{dr} = 9057 N$]
3. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$ $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ มีค่า $L = 3000$ mm, S คือ ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา มีค่า $S = 1250$ mm และรถคันนี้สูง 1500 มม. จงหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาล้อหน้าและล้อหลังเมื่อรถยนต์คันนี้ใช้เครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด 250 N.m ในเกียร์ 1 อัตราทด 3 : 1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 85% ในเกียร์ต่ำ โดยใช้ยางที่มีรัศมีการกลิ้ง 335 มม. [ตอบ $W_{df} = 4227 N$, $W_{dr} = 10488 N$]
4. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1360 kg ถูกขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ที่ให้แรงบิดสูงสุด 250 N.m ถ้าอัตราทดเกียร์ 1 เป็น 3.9 : 1 เกียร์ 2 เป็น 2.8 : 1 เกียร์ 3 เป็น 1.7 : 1 เกียร์ 4 เป็น 1 : 1 และเกียร์ 5 เป็น 0.9 : 1 อัตราทดเฟืองท้ายเป็น 3.6 : 1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลังในเกียร์ 4 และ 5 เป็น 95% ในเกียร์ 2 และ 3 เป็น 90% และเกียร์ 1 เป็น 85% จุดศูนย์กลางอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$ และ $H = 0.35 L$ รัศมีการกลิ้งของยาง $r = 320$ mm จงหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาล้อหน้าและล้อหลังในเกียร์ทั้ง 5
5. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg วิ่งลงเนินลาดชัน 15° ด้วยความเร็ว 60 km/h โดยมีอัตราเร่ง 0.15 m/s ในเกียร์ 4 อัตราทด 1 : 1 (อัตราทดเฟืองท้าย 3.8 : 1, ประสิทธิภาพในเกียร์สูง 90%) ถ้ารถยนต์คันนี้มีพื้นที่ปะทะลมด้านหน้า $2 m^2$, $c_g = 0.45$, $L_f = 0.55 L$ และ $H = 0.35 L$ จงหาน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลาล้อหน้าและล้อหลัง
6. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และอยู่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_g = 0.25 L$ ถ้ารถคันนี้ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า จงหาขีดจำกัดของ

สมรรถนะของรถแก๊งค์นี้ เมื่อรถแก๊งค์นี้วิ่งบนทางราบเป็นถนนคอนกรีตแห้ง $\mu = 0.9$, $L = 2.5$ m, $S = 1.2$ m และสูง 1.45 m ให้ใช้อัตราทดเกียร์สูง 1:1, อัตราทดเฟืองท้าย 3.6:1, ประสิทธิภาพเกียร์สูง 90% [ตอบ $P_{r \max} = 4602$ N, $V_{\max} = 341.6$ km/h, $G_{\max} = 29\%$, $a_{\max} = 2.678$ m/s², $D_{\max} = 4625$ N]

7. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1200 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55$ L, $H = 0.3$ L และอยู่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.25$ L เมื่อ $L = 2.35$ m, $S = 1.2$ m และรถสูง 1.45 m ถ้ารถคันนี้ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง โดยใช้อัตราทดเกียร์สูง 1:1, อัตราทดเฟืองท้าย 3.6:1, ประสิทธิภาพเกียร์สูง 90% จงหาขีดจำกัดของสมรรถนะของรถแก๊งค์นี้ เมื่อวิ่งบนทางลาดชัน 20% เป็นถนนคอนกรีตเปียก $\mu = 0.8$ [ตอบ $P_{r \max} = 6741$ N, $V_{\max} = 419.8$ km/h, $G_{\max} = 55.26\%$, $a_{\max} = 3.261$ m/s², $D_{\max} = 3987$ N]

8. รถขับเคลื่อน 4 ล้อ คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55$ L, $H = 0.35$ L และอยู่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.2$ H จงหาขีดจำกัดของสมรรถนะของรถคันนี้เมื่อรถคันนี้วิ่งบนทางลาดชัน 35% เป็นถนนดินแห้ง ($\mu = 0.68$) และ ดินเปียก ($\mu = 0.55$) $L = 2.25$ m, $S = 1.35$ m และรถสูง 1.75 m โดยใช้อัตราทดเกียร์สูง 1 : 1, อัตราทดเฟืองท้าย 4 : 1 และประสิทธิภาพเกียร์สูง 90% [ตอบ $P_{4 \max} = 10\ 006$ N, $V_{\max} = 440.1$ km/h, $G_{\max} = 66\%$, $a_{\max} = 2.994$ m/s², $D_{\max} = 4851$ N : บนดินแห้ง]

9. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ที่ตำแหน่ง $L_f = 0.55$ L, $H = 0.35$ L และอยู่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา จงหาขีดจำกัดของแรงบิด, แรงขับเคลื่อน และอัตราเร่งสูงสุด (a_{\max}) ของรถยนต์คันนี้ เมื่อขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า และขับเคลื่อนด้วยล้อหลังโดยใช้เกียร์สูงอัตราทด 1 : 1, อัตราทดเฟืองท้าย 3.75 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% โดยใช้ยางที่มีรัศมีการกลิ้ง 335 mm. บนถนนคอนกรีต $\mu = 0.8$

10. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55$ L, $H = 0.35$ L และอยู่กึ่งกลางระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา ถ้ารถยนต์คันนี้วิ่งบนถนนดินแห้ง $\mu = 0.68$ จงเปรียบเทียบแรงขับเคลื่อนของระบบขับเคลื่อนของรถยนต์คันนี้ เมื่อเป็นแบบขับเคลื่อนล้อหน้า, ขับเคลื่อนล้อหลัง และขับเคลื่อน 4 ล้อ [ตอบ $P_4 : P_r : P_f = 100 : 72.2 : 36.3$]

11. รถแก๊งค์หนึ่งมีมวล 1500 กก. (3307 ปอนด์) มีระยะฐานล้อ $L = 2300$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1200$ mm และสูง 1450 mm ตำแหน่งของจุดศูนย์กลางถ่วงเป็น $L_f = 0.60$ L, $H = 0.35$ L, $S_1 = 0.50$ S ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.20$ L ถ้ารถคันนี้เป็นรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง จงหาขีดจำกัดของสมรรถนะของรถคันนี้ (P_{\max} , V_{\max} , G_{\max} , a_{\max} , และ D_{\max}) เมื่อรถคันนี้วิ่งขึ้นทางลาดชัน 30% ซึ่งเป็นถนนคอนกรีต ($\mu = 0.8$) โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทดเกียร์ 1 : 1, อัตราทดเฟืองท้าย 3.75 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ใน

เกียร์สูง, รัศมีการกลิ้งของล้อ $r = 335 \text{ mm}$ [ตอบ $P_{\max} = 9696 \text{ N}$, $V_{\max} = 504.6 \text{ km/h}$, $G_{\max} = 63.9\%$, $a_{\max} = 3.207 \text{ m/s}^2$, และ $D_{\max} = 4434 \text{ N}$]

12. จงหาขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ ($M_{e \max}$), แรงขับเคลื่อน (P_{\max}), และอัตราเร่งสูงสุด (a_{\max}) ของรถเก๋งในข้อที่ 11. ถ้าวินมอเตอร์ในข้อที่ 11. ใช้เกียร์ 1 อัตราทดเกียร์ 2.76 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 85% ในเกียร์ต่ำ [ตอบ $M_{e \max} = 361.3 \text{ N}\cdot\text{m}$, $P_{\max} = 9418 \text{ N}$, $a_{\max} = 4.801 \text{ m/s}^2$]

13. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1200 กก.(2646 ปอนด์) มีระยะฐานล้อ $L = 2250 \text{ mm}$ ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1200 \text{ mm}$ และสูง 1450 mm ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงเป็น $L_f = 0.60 L$, $S_f = 0.50 S$, $H = 0.35 L$ ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.20 L$ ถ้าวินมอเตอร์เป็นรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง จงหาขีดจำกัดของสมรรถนะของรถคันนี้ (P_{\max} , V_{\max} , G_{\max} , a_{\max} , และ D_{\max}) เมื่อบินบนทางราบซึ่งเป็นถนนคอนกรีต ($\mu = 0.8$) โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทดเกียร์ 1 : 1, อัตราทดเฟืองท้าย 3.25 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง, รัศมีการกลิ้งของล้อ $r = 335 \text{ mm}$. [ตอบ $P_{\max} = 7756 \text{ N}$, $V_{\max} = 451.3 \text{ km/h}$, $G_{\max} = 63.9\%$, $a_{\max} = 5.877 \text{ m/s}^2$, และ $D_{\max} = 6447 \text{ N}$]

14. จงหาขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ ($M_{e \max}$), แรงขับเคลื่อน (P_{\max}), และอัตราเร่งสูงสุด (a_{\max}) ของรถเก๋งในข้อที่ 13. ถ้าวินมอเตอร์ในข้อที่ 13. ใช้เกียร์ 1 อัตราทดเกียร์ 2.39 : 1, ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 85% ในเกียร์ต่ำ [ตอบ $M_{e \max} = 466.8 \text{ N}\cdot\text{m}$, $P_{\max} = 7534 \text{ N}$, $a_{\max} = 5.276 \text{ m/s}^2$]

15. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1250 กก.(2646 ปอนด์) มีระยะฐานล้อ $L = 2000 \text{ mm}$ ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1200 \text{ mm}$ และสูง 1350 mm ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงเป็น $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$, $S_f = 0.50 S$, ตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.20 L$ ถ้าวินมอเตอร์เป็นรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า ใช้เกียร์ที่มีอัตราทดเกียร์ 1 เป็น 2.6 : 1, เกียร์ 4 เป็น 1 : 1 อัตราทดเฟืองท้ายเป็น 3.75 : 1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง, 85% ในเกียร์ต่ำ รัศมีการกลิ้งของล้อ 335 mm วิ่งบนถนนคอนกรีตแห้ง $\mu = 0.8$ จงหา

- (1) ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน (P_{\max}) บนทางราบ
- (2) ขีดจำกัดของความเร็ว (V_{\max}) บนทางราบด้วยความเร็วคงที่
- (3) ขีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชัน (G_{\max}) ด้วยความเร็วคงที่ ไม่คิดความต้านทานของอากาศ
- (4) ขีดจำกัดของอัตราเร่ง (a_{\max}) บนทางราบ ไม่คิดความต้านทานของอากาศ ในเกียร์ 1
- (5) ขีดจำกัดของแรงลากจูง (D_{\max}) เมื่อวิ่งขึ้นทางลาดชัน 35%
- (6) ขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ ($M_{e \max}$) เมื่อใช้เกียร์ 1

16. รถขับเคลื่อน 4 ล้อ คันหนึ่งมีมวล 1250 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2000$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1200$ mm และสูง 1650 mm ตำแหน่งของจุดศูนย์ถ่วงอยู่ในตำแหน่งที่ทำให้แรงขับเคลื่อนกระจายวงล้อหน้า 35% และล้อหลัง 65% $S_1 = 0.50 S$ ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์ลากจูง $H_d = 0.20 L$ ถ้ารถคันนี้ใช้เกียร์ที่มีอัตราทดเกียร์ 1 เป็น 3 : 1 เกียร์ 4 เป็น 1 : 1 อัตราทดเฟืองท้ายเป็น 3.75 : 1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง, 85% ในเกียร์ต่ำ รัศมีการกลิ้งของล้อ 395 mm วิ่งบนถนนคอนกรีตแห้ง $\mu = 0.8$ จงหาขีดจำกัดของสมรรถนะเมื่อรถยนต์คันนี้ใช้ระบบขับเคลื่อนล้อหลังเพียงอย่างเดียวต่อไปนี้

- (1) ขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน (P_{max}) บนทางราบ
- (2) ขีดจำกัดของความเร็ว (V_{max}) บนทางราบด้วยความเร็วคงที่
- (3) ขีดจำกัดของความสามารถในการไต่ทางลาดชัน (G_{max}) ด้วยความเร็วคงที่ ไม่คิดความต้านทานของอากาศ
- (4) ขีดจำกัดของอัตราเร่ง (a_{max}) บนทางราบ ไม่คิดความต้านทานของอากาศ ในเกียร์ 1
- (5) ขีดจำกัดของแรงลากจูง (D_{max}) เมื่อวิ่งขึ้นทางลาดชัน 35%
- (6) ขีดจำกัดของแรงบิดของเครื่องยนต์ ($M_{e,max}$) เมื่อใช้เกียร์ 1



แผนการสอน

บทที่ 8 พลศาสตร์ของการห้ามล้อ

ความคิดหลัก

ความสามารถในการห้ามล้อ ซึ่งเป็นความสามารถของยานยนต์ที่จะลดความเร็วหรือหยุด เป็นปัจจัยที่สำคัญอีกประการหนึ่งในการศึกษาสมรรถนะของยานยนต์ ซึ่งจะเกี่ยวข้องไปถึงแรงที่มีผลช่วยต่อการเคลื่อนที่ แรงต้านทานการเคลื่อนที่ และความสัมพันธ์ระหว่างปัจจัยต่างๆ เหล่านี้ที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์ของการห้ามล้อ

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์คำนวณหาแรงห้ามล้อ นำหนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเทในระหว่างการห้ามล้อ รวมถึงอัตราหน่วง ระยะทางในการห้ามล้อ และเวลาที่ใช้ในการห้ามล้อได้อย่างถูกต้อง เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาแรงห้ามล้อ นำหนักพลศาสตร์บนเพลลาในขณะห้ามล้อ
2. วิเคราะห์คำนวณหาอัตราหน่วง ระยะทางในการห้ามล้อ และเวลาที่ใช้ในการห้ามล้อ
3. อธิบายคุณลักษณะของแรงต่างๆ ที่กระทำกับยานยนต์ในขณะห้ามล้อ และปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการห้ามล้อของยานยนต์

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศีรษะ
3. ชุดสาธิตส่วนประกอบของแชสซีส
4. ชุดสาธิตระบบห้ามล้อ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 8 พลศาสตร์ของการห้ามล้อ

- 8.1 น้าบท
- 8.2 แรงห้ามล้อ
- 8.3 น้ำนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเท
- 8.4 น้ำนักพลศาสตร์บนเพลลาในขณะห้ามล้อ
- 8.5 สมการการเคลื่อนที่โดยมีอัตราหนึ่งวง
- 8.6 ระยะทางที่ห้ามล้อจนหยุด

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

พลศาสตร์ของการห้ามล้อ

8.1 นำบท

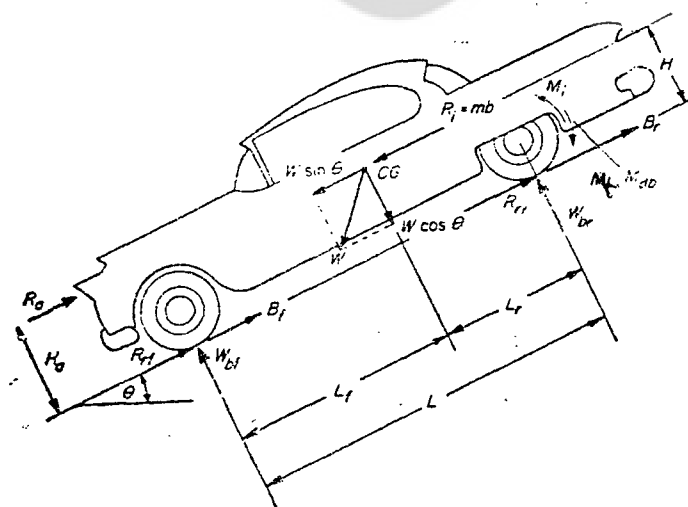
ความสามารถในการห้ามล้อ ซึ่งหมายถึงความสามารถของยานยนต์ที่จะลดความเร็วหรือหยุด เป็นปัจจัยที่สำคัญในการศึกษาสมรรถนะของยานยนต์ ในบทนี้ กลศาสตร์ของการเคลื่อนที่โดยมีอัตราทวนวงจะถูกนำมาศึกษาซ้ำอีกครั้งหนึ่ง โดยเฉพาะแรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่สำคัญ กับแรงที่มีผลช่วยต่อการเคลื่อนที่ และความสัมพันธ์ระหว่างปัจจัยเหล่านี้ในเรื่องเกี่ยวกับการห้ามล้อ

8.2 แรงห้ามล้อ

แรงทั้งหมดที่เป็นไปได้ที่จะกระทำต่อยานยนต์ที่กำลังทวนวงลงทางลาดชันได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.1 แรงห้ามล้อ B เป็นแรงที่ต้านทานการเคลื่อนที่ขึ้นต้น มีจุดกำเนิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างฝักก้ามปูห้ามล้อกับกระโถกห้ามล้อ (Brake Drum) ความสัมพันธ์เบื้องต้นคือ

$$B = \frac{F_b \mu_b r_b}{r} \quad (8-1)$$

เมื่อ F_b คือแรงประสิทธิผลที่ฝักห้ามล้อ, μ_b คือสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างฝักห้ามล้อกับกระโถกห้ามล้อ, r_b คือรัศมีของกระโถกห้ามล้อ และ r คือรัศมีการกลิ้งของล้อยาง ในการคำนวณต่อไปนี้ B จะถูกพิจารณาให้เป็นผลรวมของแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง หรือ $B = B_f + B_r$



รูปที่ 8.1 แรงที่กระทำกับยานยนต์ซึ่งเคลื่อนที่โดยมีอัตราทวนวงลงเนิน

แรงห้ามล้อ B กระทำที่หน้าสัมผัสระหว่างยางกับพื้นถนน แรงนี้จะถูกควบคุมด้วยความสัมพันธ์ทางกายภาพอันเดียวกันกับที่เกิดขึ้นกับขีดจำกัดของแรงขับเคลื่อน แรงห้ามล้อสูงสุด B_{max} จะมีค่าเป็น

$$B_{max} = W_b (\mu + f) \quad (8-2)$$

สำหรับล้อที่เกิดการลื่น เพราะฉะนั้นแรงห้ามล้อสูงสุดที่ถ่ายทอดไปได้จะเป็นฟังก์ชันของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ , ความต้านทานการลื่น f และน้ำหนักพลศาสตร์หรือน้ำหนักประสิทธิผลลงเพล W_b ถ้าล้อถูกล็อกในขณะห้ามล้อก็จะเกิดการลื่นไถลขึ้นและ B_{max} ก็จะหาค่าได้จากสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานไถล μ_s สำหรับล้อที่ถูกล็อก แรงห้ามล้อสูงสุดที่ถ่ายทอดได้คือ

$$B_{max} = W_b \mu_s \quad (8-3)$$

การวิเคราะห์อย่างสมบูรณ์สำหรับยานยนต์ที่ห้ามล้อต้องการการศึกษาแรงและโมเมนต์ทั้งหมดซึ่งขึ้นอยู่กับสถานะของการเคลื่อนที่ของมัน ซึ่งจะแสดงในหัวข้อต่อไปนี้ ตัวประกอบบางตัวก็สำคัญ บางตัวก็สามารถไม่นำมาพิจารณาได้

8.3 น้ำหนักพลศาสตร์ที่ถ่ายเท

การกระทำของแรงห้ามล้อของยานยนต์ทำให้เกิดการถ่ายเทน้ำหนักพลศาสตร์ซึ่งจะเป็นการเพิ่มน้ำหนักลงบนเพลหน้าและลดน้ำหนักของเพลหลังด้วยจำนวนเดียวกันกับที่ถ่ายเทไปลงเพลหน้า น้ำหนักประสิทธิผลลงเพลนี้เรียกว่าน้ำหนักพลศาสตร์ในการห้ามล้อ W_b มีผลต่อขีดจำกัดของสมรรถนะการห้ามล้อและมีผลต่อการกระจายแรงห้ามล้อที่เหมาะสมที่เพลหน้าและเพลหลัง

8.3.1 ผลของทางลาดชัน สำหรับยานยนต์ซึ่งห้ามล้อบนทางลาดชัน น้ำหนักที่มีความสำคัญคือองค์ประกอบในแนวตั้งฉากกับพื้น หรือองค์ประกอบของค่า Cosine ในการคำนวณเกี่ยวกับการห้ามล้อ ผลของตัวประกอบ Cosine นั้นไม่นำมาพิจารณาได้ และทำให้ง่ายขึ้นด้วยการใช้ $\cos \theta = 1$

องค์ประกอบของค่า Sine ของน้ำหนักยานยนต์ (ความต้านทานของทางลาดชัน R_g) เป็นแรงที่มีส่วนช่วยสนับสนุนการเคลื่อนที่ ถ้าเป็นการเคลื่อนที่ลงเนิน ดังนั้นในการคำนวณเกี่ยวกับการห้ามล้อ ค่าบวกของ θ จะเลือกเป็นกรณีที่เป็นการเคลื่อนที่ลงเนิน

8.3.2 ความต้านทานการลื่น ความต้านทานการลื่นจะมีทิศทางตรงกันข้ามกับการเคลื่อนที่เสมอ ความต้านทานการลื่นทั้งหมดไม่ขึ้นอยู่กับการกระจายน้ำหนักลงเพล ความสัมพันธ์เบื้องต้นคือ

$$R_{\pi} + R_{\cdot} = R_t = f W \cos \theta \approx f W \quad (8-4)$$

8.3.3 ความต้านทานของอากาศ อิทธิพลของความต้านทานของอากาศ R_u ซึ่งกระทำเป็นแรงหน่วงการเคลื่อนที่ นั้นมีผลน้อยที่ความเร็วของยานยนต์ตามปกติโดยเฉพาะยานยนต์ที่ตัวถังเป็นรูปทรงเพียวลม(Streamline) เพราะฉะนั้นในการคำนวณเกี่ยวกับการห้ามล้อผลของการหน่วงของความต้านทานของอากาศจึงไม่นำมาคิด ยิ่งไปกว่านั้น การไม่นำมาคิดนี้ยังเป็นการเพิ่มความปลอดภัยในการคำนวณเพราะว่าความต้านทานของอากาศจะมีส่วนช่วยเป็นการห้ามล้อ เมื่อเป็นกรณีที่มีความต้องการมากที่สุด คือกรณีที่วิ่งด้วยความเร็วสูง

สำหรับยานยนต์ที่เร็วมาก ๆ บางครั้งจะต้องใช้อุปกรณ์พิเศษเรียกว่าห้ามล้อความต้านทานของอากาศ เช่น ห้ามล้อร่ม ที่คล้ายร่มชูชีพ ห้ามล้ออากาศจะขยายพื้นที่ฉายของยานยนต์และในขณะเดียวกันก็จะเป็นการเพิ่มสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ

8.3.4 ความเฉื่อย แรงเฉื่อยเนื่องจากยานยนต์หน่วงความเร็วจะหาได้จากสมการ

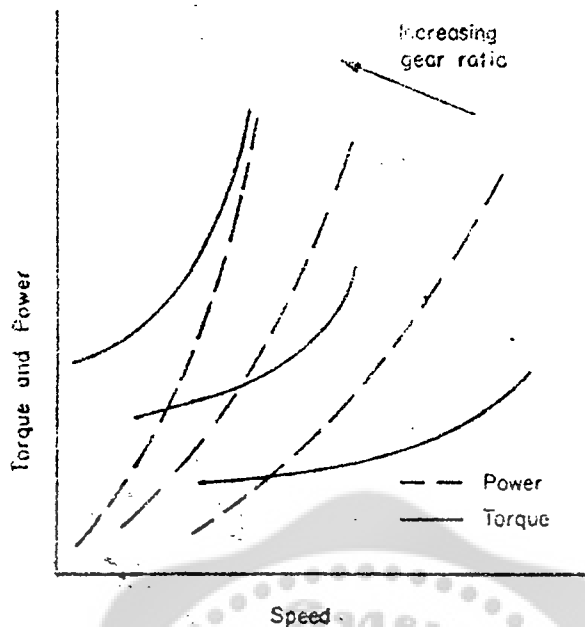
$$R_l = b m \gamma_b \quad (8-5)$$

ในสมการ (8-5) γ_b คือผลของความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน ค่านี้ค่อนข้างต่างออกไปจากค่าที่ใช้ในการคำนวณอัตราเร่ง เพราะว่าการห้ามล้อเครื่องยนต์อาจถูกตัดออกที่คลัทช์ทำให้มีชิ้นส่วนที่หมุนเฉพาะตั้งแต่ชุดเฟืองทดไปจนถึงล้อเท่านั้นที่ถูกหน่วง ในกรณีเช่นนี้ γ_b สำหรับรถยนต์ทั่วไปสามารถใช้ค่าเป็น 1.04 นั่นคือมวลที่เกิดการ Translation ของยานยนต์ จะถูกเพิ่มขึ้นอีก 4 % จากผลของการหมุนของล้อและชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนที่ติดอยู่กับล้ออย่างถาวร (ไม่สามารถตัดต่อเหมือนเครื่องยนต์โดยใช้คลัทช์)

8.3.5 ความต้านทานของระบบส่งกำลัง แรงบิดต้านทานของระบบส่งกำลัง M_t นั้นเป็นแรงบิดที่ต้องใช้ในการเอาชนะความฝืดของเฟือง, ลูกปืน และข้อต่อ บวกกับแรงบิดเนื่องจากการตีน้ำมันหล่อลื่นในชุดเฟืองทด ในการคำนวณอัตราเร่ง ปัจจัยเหล่านี้จะถูกใช้ในรูปแบบของประสิทธิภาพของระบบส่งกำลัง η ซึ่งแสดงถึงการสูญเสียกำลังระหว่างเครื่องยนต์กับเพลาชับ แต่ในการห้ามล้อโดยเครื่องยนต์กับคลัทช์แยกออกจากกัน แรงบิดที่ต้องใช้ในการเอาชนะความต้านทานของระบบส่งกำลังจะมาจากพลังงานจลน์ของยานยนต์

เมื่อเปรียบเทียบกับแรงห้ามล้อที่แท้จริง ขนาดของความต้านทานของระบบส่งกำลังมีค่าน้อยและสามารถตัดทิ้งไปได้ในการคำนวณสมรรถนะในการห้ามล้อ แต่สำหรับกรณีที่ต้องการผลที่ละเอียดแม่นยำก็ต้องเอาความต้านทานของระบบส่งกำลังเข้ามาช่วยในการคำนวณด้วย

8.3.6 กำลังห้ามล้อของเครื่องยนต์ ภายใต้สถานการณ์ที่แน่นอนอันหนึ่งเครื่องยนต์ที่ไม่เร่งเป็นปัจจัยที่สำคัญอย่างหนึ่งในการห้ามล้อของยานยนต์ เครื่องยนต์ที่เดินเครื่องโดยลิ้นคันเร่งปิดอยู่มีความเร็วเดินเบาที่แน่นอน อยู่ค่าหนึ่งการที่จะทำให้เครื่องยนต์หมุนเร็วขึ้นโดยลิ้นคันเร่งยังคงปิดอยู่จะต้องใช้กำลังจากภายนอกเข้าไปสู่เครื่องยนต์ ยกตัวอย่างเช่น เป็นพลังงานจลน์ของยานยนต์ที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว ในกรณีเช่นนี้ เครื่องยนต์จะทำหน้าที่เป็นห้ามล้อ กำลังในการห้ามล้อของเครื่องยนต์เป็นสัดส่วนกับความเร็วของเครื่องยนต์และอัตราทดรวมที่ใช้ อยู่ ด้วยเหตุผลนี้ ยานยนต์ขนาดหนักที่เคลื่อนที่ลงทางลาดชันยาว ๆ จึงขึ้นอยู่กับกำลังการห้ามล้อของเครื่องยนต์โดยตรงในการช่วยห้ามล้อ ซึ่งจะมีผลทำให้ลดความร้อนที่เกิดขึ้นที่กระโหลกห้ามล้อลงไปได้



รูปที่ 8.2 ตักยภาพในการห้ามล้อของยานยนต์ เส้นโค้งของแรงบิดและความสิ้นเปลืองกำลัง 3 ชุด แสดงถึงผลของอัตราทดเกียร์ที่มีต่อความสามารถในการห้ามล้อของเครื่องยนต์ จะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนเกียร์ให้ต่ำลงจะช่วยหน่วงยานยนต์ในขณะที่แล่นลงเนิน

แรงบิด M_{db} บนเพลลาขับ เมื่อหาจากผลจากการห้ามล้อของเครื่องยนต์ จะมีค่าเป็น

$$M_{db} = \frac{M_e \zeta}{\eta} \quad (8-6)$$

แรงบิด M_e ที่ต้องใช้ในการหมุนเครื่องยนต์จะวัดโดยการทดลองจากเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์, ζ คืออัตราทดรวมตั้งแต่เครื่องยนต์จนถึงเพลลาขับ และ η เป็นประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง เนื่องจากเทอมประสิทธิภาพ η ปรากฏเป็นตัวหาร นั้นหมายความว่ากรณีประสิทธิภาพต่ำจะทำให้มีแรงบิดมากและเกิดแรงห้ามล้อที่เพลลาขับมากตามไปด้วย กราฟของแรงบิดห้ามล้อ M_{db} เป็นฟังก์ชันของความเร็วของยานยนต์สำหรับอัตราทดเกียร์ต่าง ๆ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.2

สำหรับรถบรรทุกขนาดใหญ่ บางครั้งจำเป็นจะต้องเพิ่มผลของการห้ามล้อด้วยเครื่องยนต์ โดยการให้เครื่องยนต์เป็นคอมเพรสเซอร์ ซึ่งการทำเช่นนี้จะทำได้โดยการควบคุมจังหวะของลิ้น (Valve Timing) หรือโดยการใช้ Restrictor Valve ในระบบไอเสีย เพื่อเพิ่มความดันประสิทธิผลในกระบอกสูบ

8.3.7 การส่งกำลังด้วย Torque Converter ตักยภาพในการห้ามล้อของเครื่องยนต์สามารถใช้ได้เฉพาะกับระบบส่งกำลังซึ่งใช้การต่อแบบเป็นบวกระหว่างเครื่องยนต์กับเพลลาขับ การส่งกำลังด้วยระบบไฮดรอลิกและ Torque Converter ตามปกติจะถ่ายทอดกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเพลลาขับเพียงอย่างเดียว ส่งกำลังจากเพลลาขับกลับมาสู่เครื่องยนต์ไม่ได้ ในกรณีเช่นนี้จะมีเฉพาะความต้านทานของระบบส่งกำลังเท่านั้นที่ทำหน้าที่เป็นแรงหน่วง

เพื่อให้การส่งกำลังแบบไฮดรอลิกใช้ได้กับยานยนต์ขนาดใหญ่ที่วิ่งบนถนน การห้ามล้อด้วยเครื่องยนต์จะถูกแทนที่โดยการใช้อุปกรณ์ที่กินกำลังที่ปรับได้อื่นๆ เช่น ใช้ Flow Restrictor อยู่ภายในวงจร Torque Converter เป็นต้น

8.3.8 สมรรถนะในการห้ามล้อด้วยเครื่องยนต์ที่เหมาะสมที่สุด ในการบรรยายถึงการห้ามล้อด้วยเครื่องยนต์ที่ถูกขับที่ผ่านมาใช้ได้เฉพาะกับการหน่วงในค่าต่ำ เช่น เครื่องยนต์ห้ามล้อลงเนินอย่างต่อเนื่อง เพื่อให้ทำงานได้ที่อัตราหน่วงสูง ห้ามล้อจะทำงานอย่างทันทีทันใด ในกรณีเช่นนี้เครื่องยนต์ไม่เพียงไม่ช่วยในการสร้างห้ามล้อแต่ยังกินกำลังในการที่จะพยายามซึ่มซับพลังงานจลน์ของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนบางส่วนไปอีกด้วย

ขึ้นอยู่กับความเฉื่อยของเครื่องยนต์ ซึ่งแสดงได้ด้วยตัวประกอบ γ_e และอัตราตรวม ζ ค่าวิกฤติของการหน่วงสามารถคำนวณโดยเครื่องยนต์ควรจะถูกตัดออกจากระบบส่งกำลังเพื่อให้เกิดผลการห้ามล้อที่มากที่สุด สำหรับรถแก่งค่าวิกฤติอยู่ที่ประมาณ 1.524 m/s^2 เพราะฉะนั้น นับว่าเป็นกฎโดยทั่วไปเลยว่าควรที่จะตัดเครื่องยนต์ออกในขณะทำการห้ามล้อ

8.4 นำหนักพลศาสตร์บนเพลลาในขณะห้ามล้อ

แรงที่กระทำต่อยานยนต์ในขณะห้ามล้อจะทำให้น้ำหนักเคลื่อนไปสู่เพลลาล้อหน้า ความรู้เกี่ยวกับน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลลานั้นมีความจำเป็นสำหรับการหาค่าแรงเสียดทานสูงสุดที่ถ่ายทอดไปได้

วิธีการหาแรงปฏิกิริยาพลศาสตร์บนเพลลาที่ดีที่สุดจะหาโดยเขียนสมการการสมดุลโมเมนต์รอบจุดที่ล้อสัมผัสกับพื้นถนน ซึ่งจะกำจัดแรงทั้งหลายที่กระทำบนระนาบของพื้นถนนไปได้ แรงที่อยู่บนระนาบของพื้นถนนคือ แรงห้ามล้อ B , ความต้านทานการกลิ้ง R_g , แรงห้ามล้อที่เกิดขึ้นจากเครื่องยนต์ และระบบส่งกำลัง, แรงบิดความเฉื่อย M_i ของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน

สำหรับยานยนต์ที่มีอัตราหน่วงลงทางลาดชัน รูปที่ 8.1 สมการการสมดุลจะเป็น

$$W_{of} = \frac{1}{L} (L_r W + H W \sin\theta + m b H - R_g H_a) \tag{8-7}$$

$$W_{br} = \frac{1}{L} (L_r W - H W \sin\theta - m b H + R_g H_a) \tag{8-8}$$

เพื่อเปลี่ยนสมการเหล่านี้ให้อยู่ในรูปที่ง่ายต่อการใช้งาน เราจะมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

1. จุดที่ความต้านทานของอากาศกระทำอยู่ที่จุดเดียวกับจุดศูนย์ถ่วง คือ $H_a = H$
2. สมการการสมดุลแรงที่ทำให้ง่ายขึ้นแล้วและมีความแม่นยำเพียงพอ คือ

$$m b - R_g + W \sin\theta = B + f W \tag{8-9}$$

น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลลาในขณะห้ามล้อจะกลายเป็น

$$W_{br} = \frac{L_r W}{L} + \frac{H(B + fW)}{L} \tag{8-10}$$

$$W_{of} = \frac{L_r W}{L} - \frac{H(B + fW)}{L} \tag{8-11}$$

กำหนดให้น้ำหนักพลศาสตร์ถ่ายเทระหว่างการห้ามล้อเป็น ΔW_b

$$\Delta W_b = \frac{H(B + fW)}{L} \quad (8-12)$$

น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลจะเขียนได้เป็น

$$W_{bf} = W_f + \Delta W_b \quad (8-13)$$

$$W_{br} = W_r - \Delta W_b \quad (8-14)$$

เมื่อ W_f และ W_r คือน้ำหนักสถิตลงเพลบนพื้นราบ

8.5 สมการการเคลื่อนที่โดยมีอัตราห้วง

สมการการเคลื่อนที่โดยมีอัตราห้วงสำหรับยานยนต์จะหาได้ในลักษณะที่คล้ายคลึงกับการหาสมการสำหรับการเคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่ง ตามทฤษฎีพลังงาน การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ของวัตถุที่เคลื่อนที่เท่ากับงานที่เกิดจากแรงภายนอก ใช้ทฤษฎีนี้กับการเคลื่อนที่โดยมีอัตราห้วง การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์เป็นฟังก์ชันของระยะทางอนุพันธ์ ds คือ

$$dE = (B + \sum R) ds \quad (8-15)$$

เมื่อแรงต้านทานประสิทธิผลจะหาได้จากผลรวมของแรงห้ามล้อที่แท้จริง B กับแรงต้านทานจากภายนอกทั้งหมดที่กระทำต่อยานยนต์ในขณะนั้นพลังงานจลน์ของชิ้นส่วนที่เกิด Translation และการหมุน คือ

$$E = \frac{mv^2}{2} + \sum \frac{I\omega^2}{2}$$

หาอนุพันธ์ สมการจะกลายเป็น

$$dE = m v dv + \sum I \omega d\omega \quad (8-16)$$

โดยการใช้สมการที่พัฒนาขึ้นในบทที่ 5 ผลของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนจะแสดงเป็นค่าเทียบเท่ากับมวลที่เกิดการ Translation ได้ สมการ (8-16) จะกลายเป็น

$$dE = v dv \left(m + \frac{1}{r^2} \sum I \zeta^2 \right) = v m \gamma_b dv \quad (8-17)$$

เมื่อ γ_b คือตัวประกอบซึ่งแสดงถึงผลของความเฉื่อยของล้อและชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนอื่น ๆ

เมื่อแทนสมการ (8-17) ลงในสมการ (8-15) และใช้ $b = dv / dt$ สมการทั่วไปของการเคลื่อนที่โดยมีอัตราห้วงจะกลายเป็น

$$B = b m \gamma_b - \sum R \quad (8-18)$$

จากสมการที่ผ่านมา สถานะของการเคลื่อนที่ของยานยนต์และแรงที่กระทำในกระบวนการห้ามล้อจะสามารถคำนวณได้อย่างรวดเร็ว

8.6 ระยะทางที่ห้ามล้อจนหยุด

สำหรับการคำนวณระยะทางในการห้ามล้อจนหยุด สมการ (8-15) และ (8-17) จะถูกจับให้เท่ากัน คือ

$$ds(B + \Sigma R) = v m \gamma_b dv \quad (8-19)$$

ในรูปแบบของอินทิกรัล สมการ (8-19) จะกลายเป็น

$$s = \gamma_b m \int_{v_f}^{v_i} \frac{v dv}{B + \Sigma R} \quad (8-20)$$

ในที่นี้ v_i คือความเร็วต้น และ v_f คือความเร็วปลาย ในการอินทิเกรตสมการ (8-20) มีสมมติฐานขึ้น 2 ประการคือ

1. ไม่คิดความต้านทานของอากาศ
2. คิดความต้านทานของอากาศ

ในหัวข้อต่อไปนี้จะแสดงผลของสมมติฐานทั้ง 2 นี้

8.6.1 ไม่คิดความต้านทานของอากาศ เมื่อไม่นำความต้านทานของอากาศเข้ามาพิจารณา อัตราหน่วงจะมีค่าคงที่ในขณะทำการห้ามล้อ และคำตอบของสมการ (8-20) คือ

$$s = \frac{\gamma_b m}{B + \Sigma R} \left[\frac{v_i^2 - v_f^2}{2} \right] \quad (8-21)$$

เพราะฉะนั้นระยะทางห้ามล้อต่ำสุดโดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ ($B_{\max} = W\mu$) คือ

$$\begin{aligned} s_{\min} &= \frac{v_i^2 \gamma_b}{2g(\mu + f)} = \frac{V_i^2 \gamma_b}{2g(\mu + f)} \left[\frac{1}{3.6} \right]^2 \\ &= \frac{\gamma_b V_i^2}{254.3(\mu + f)} \end{aligned} \quad (8-22)$$

เมื่อมิติของ s คือ m, v เป็น m / s , และ V เป็น km / h

เพราะฉะนั้นจะเห็นได้ว่า ถ้าไม่คิดความต้านทานของอากาศ ระยะทางในการห้ามล้อจะไม่ขึ้นอยู่กับน้ำหนักของยานยนต์

8.6.2 คัดความต้านทานของอากาศ เนื่องจากความต้านทานของอากาศเป็นฟังก์ชันของความเร็ว อัตราส่วนของยานยนต์เปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องในระหว่างกระบวนการห้ามล้อ ก่อนจะแทนค่าลงในสมการ (8-19) จัดรูปสมการของความต้านทานของอากาศที่คุ้นเคยกันดีแล้ว คือสมการ (5-15) เป็นรูปใหม่คือ

$$R_a = 0.6111 c_a A v^2 = C v^2$$

เมื่อ v คือความเร็วชั่วขณะ เป็น m / s หาค่าของ C จะได้

$$C = 0.6111 c_a A \quad (8-23)$$

บนพื้นราบ เฉพาะความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้งเท่านั้นที่กระทำต่อยานยนต์ สมการระยะทางห้ามล้อจะกลายเป็น

$$s = \gamma_b m \int_{v_f}^{v_i} \frac{v dv}{B + R_r + C v^2} \quad (8-24)$$

ให้ $z = v^2 / 2$ และ $dz = v (dv)$ การอินทิเกรตจะได้

$$s = \frac{\gamma_b m}{2C} \log_e \left[\frac{B + R_r + C v_i^2}{B + R_r + C v_f^2} \right] \quad (8-25)$$

การห้ามล้อจนกระทั่งหยุด ($v_f = 0$) จากความเร็วต้น V_i (km / h)

$$s = \frac{\gamma_b m}{2C} \log_e \left[1 + \frac{C V_i^2}{B + R_r} \left(\frac{1}{3.6} \right)^2 \right] \quad (8-26)$$

โดยการแทนค่า C จากสมการ (8-23) และ $B_{\max} = W \mu$ สำหรับแรงห้ามล้อสูงสุด สมการของระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุดจะกลายเป็น

$$s_{\min} = \frac{0.0834 W \gamma_b}{c_a A} \log_e \left[1 + \frac{0.04715 c_a V_i^2 A}{W (\mu + f)} \right] \quad (8-27)$$

ระยะทางในการห้ามล้อเมื่อความต้านทานของอากาศกระทำเป็นแรงช่วยในการห้ามล้อ จะเป็นฟังก์ชันของน้ำหนักของยานยนต์ ทั้งนี้เพราะว่าแรงต้านทานของอากาศค่าเดียวกันกระทำต่อยานยนต์ซึ่งมีรูปทรงทางอากาศพลศาสตร์เหมือนกันโดยไม่คำนึงน้ำหนักเข้ามาเกี่ยวข้อง เพราะฉะนั้นผลของความต้านทานของอากาศที่มีต่อยานยนต์ขนาดเบาจะยิ่งสำคัญมากขึ้น

8.6.3 เวลาจนกระทั่งหยุด เวลาที่ต้องใช้ในการลดความเร็วของยานยนต์จาก v_i จนเป็น v_f จะคำนวณได้จากสมการ (8-19) โดยแทนค่า $v = ds / dt$ สมการ (8-19) สามารถจัดรูปใหม่ได้

$$t = \gamma_b m \int_{v_f}^{v_i} \frac{v dv}{B + R_r + C v^2} \quad (8-28)$$

หลังจากอินทิเกรต จะได้

$$t = \frac{\gamma_b m}{\sqrt{C(B+R_r)}} \tan^{-1} \sqrt{\frac{C}{B+R_r}} (v_i + v_f) \quad (8-29)$$

หลังจากแทนค่าของ C จากสมการ (8-23) , แรงห้ามล้อจนกระทั่งหยุดสนิท ($v_f = 0$) จะมีค่าเป็น

$$t = \gamma_b m \sqrt{\frac{1.6364}{(B+R_r)c_a A}} \tan^{-1} \frac{V_i}{3.6} \sqrt{\frac{0.6111c_a A}{(B+R_r)}} \quad (8-30)$$

เวลาห้ามล้อน้อยที่สุด ($B_{\max} = W \mu$) คือ

$$t_{\min} = 0.1304 \gamma_b \sqrt{\frac{W}{(\mu+f)c_a A}} \tan^{-1} 0.2171 V_i \sqrt{\frac{c_a A}{W(\mu+f)}} \quad (8-31)$$

เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ สมการทางดินแอมิตีร์สำหรับการเคลื่อนที่โดยมีอัตราหน่วงจะถูกนำมาใช้ และ

$$t = \frac{v_i}{b} = \frac{V_i}{3.6b}$$

ตัวอย่างการคำนวณสำหรับเวลาห้ามล้อและระยะทางห้ามล้อได้แสดงไว้ในตัวอย่างที่ 8.1

ในบทหน้า เราจะกล่าวถึง ขีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ ซึ่งถูกกำหนดโดยแรงเสียดทานที่ถ่ายทอดได้สูงสุด และโดยการพิจารณาทางด้านความร้อน

ตัวอย่างที่ 8.1 จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุดบนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.60$, $f = 0.02$) จากความเร็วต้น $V_i = 160$ km/h ยานยนต์มีน้ำหนัก 17 800 N มีพื้นที่ฉายส่วนหน้า $A = 2.323$ m² และสัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ $c_a = 0.5$ เครื่องยนต์ถูกตัดออกจากระบบส่งกำลังในขณะห้ามล้อและตัวประกอบความเฉื่อยสำหรับล้อและชิ้นส่วนของระบบส่งกำลัง คือ $\gamma_b = 1.05$ โดยคิดความต้านทานของอากาศและไม่คิดความต้านทานของอากาศ นอกจากนี้ จงคำนวณหาอัตราหน่วง เวลา และระยะทางที่ยานยนต์จะแล่นไปได้อย่างอิสระจนกว่าจะหยุด

วิธีทำ *ไม่คิดความต้านทานของอากาศ* จากสมการ (8-22) ระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุดเมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ คือ

$$s_{\min} = \frac{(1.05)(160)^2}{254.3(0.60+0.02)} = 170.5m \quad \text{ตอบ}$$

คิดความต้านทานของอากาศ จากสมการ (8-27) ระยะทางน้อยที่สุดในการห้ามล้อซึ่งรวมถึงผลของความต้านทานของอากาศ คือ

$$\begin{aligned} s_{\min} &= \frac{0.0834(1.05)(17800)}{(0.5)(2.323)} \log_e \left[1 + \frac{0.04715(2.232)(160)^2}{(17800)(0.60+0.02)} \right] \\ &= 1342 \log_e 1.127 = 160.5 \text{ m} \quad \text{ตอบ} \end{aligned}$$

ระยะทางห้ามล้อเมื่อคิดและไม่คิดผลของความต้านทานของอากาศโดยประมาณนั้นมีขนาดเท่ากัน แตกต่างกันเพียง 7 % ความแตกต่างนี้จะมีค่ามากขึ้นที่ความเร็วต้นสูงขึ้น

การปล่อยให้ยานยนต์แล่นไป สำหรับยานยนต์ที่ลือกิ่งไปอย่างอิสระ จะมีเฉพาะความต้านทานการกึ่งกับความต้านทานของอากาศเท่านั้นที่กระทำต่อยานยนต์ $B = 0$ และสมการ (10-26) จะให้ระยะทางที่ยานยนต์แล่นไปจนกว่าจะหยุด คือ

$$s = \frac{0.0834\gamma_b W}{c_a A} \log_e \left[1 + \frac{0.04715c_a AV_i^2}{Wf} \right]$$

แทนค่าตัวเลขลงไป

$$s = \frac{0.0834(1.05)(17800)}{(0.5)(2.323)} \log_e \left[1 + \frac{0.04715(0.5)(2.232)(160)^2}{(17800)(0.02)} \right]$$

$$= 1342 \log_e 4.938 = 2143 \text{ m} \quad \text{ตอบ}$$

เวลาที่หยุดสำหรับยานยนต์ที่ปล่อยให้แล่นไป ($B = 0$) จะหาได้จากสมการ (8 - 31) คือ

$$t = 0.1304\gamma_b \sqrt{\frac{W}{fc_a A}} \tan^{-1} 0.2171V_i \sqrt{\frac{c_a A}{Wf}}$$

แทนค่าตัวเลข จะได้

$$t = 0.1304(1.05) \sqrt{\frac{17800}{(0.02)(0.5)(2.323)}} \tan^{-1} 0.2171(160) \sqrt{\frac{(0.5)(2.323)}{(17800)(0.02)}}$$

$$= 119.9 \tan^{-1} 1.984 = 7584 \text{ s} \quad \text{ตอบ}$$

อัตราหน่วงเฉลี่ย b จะมีค่าเป็น

$$b = \frac{(160)}{(3.6 \times 7584)} = 0.00586 \text{ m/s}^2 \quad \text{ตอบ}$$

เอกสารอ้างอิง

1. Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992.
2. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.
3. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. Milliken, William F. and Milliken, Douglas L, "Chapter 20 Driving and Braking" **Race car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
2. Reimpell, J. and Stoll, H. "Chapter 6 Chassis and Vehicle Overall" **The Automotive Chassis : Engineering Principles**, Society of Automitve Engineers, Warrendale, 1996.

แบบฝึกหัด บทที่ 8

- รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 kg จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ วิ่งบนถนนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.9$) จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลลาในขณะห้ามล้อจนเกิดแรงห้ามล้อสูงสุดโดยล้อไม่ลื้อคตาย เมื่อห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ
- รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ เมื่อ $L = 2750$ mm, $S = 1250$ mm และรถสูง 1500 mm วิ่งขึ้นถนนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.9$) ซึ่งลาดชันเป็นมุม 20° ด้วยความเร็ว 100 กม./ชม. โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 ประสิทธิภาพ 90% ห้ามล้อจนหยุดภายในเวลา 5 วินาที จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลลาในขณะห้ามล้อ
- รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ เมื่อ $L = 2750$ mm, $S = 1250$ mm และรถสูง 1500 mm วิ่งขึ้นถนนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.9$) ด้วยความเร็ว 100 กม./ชม. โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% จงหาระยะห้ามล้อน้อยที่สุดและเวลาในการห้ามล้อน้อยที่สุดของรถยนต์คันนี้เมื่อห้ามล้อจนหยุด
- รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2750$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1200$ mm, สูง 1500 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$
 - จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลลาหน้าและเพลลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อลงทางลาดชัน 10% จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุดภายใน 5 วินาที [ตอบ $W_{br} = 9382$ N, $W_{br} = 5333$ N]
 - จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุด โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $s_{min} = 31.92$ m]
- รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1450 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2200$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1250$ mm, สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.30 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$
 - จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลลาหน้าและเพลลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อลงทางลาดชัน 10% จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุดภายใน 5 วินาที
 - จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุด โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ

6. รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1325 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2500$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1250$ mm, สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$

(1) จงหาน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งขึ้นทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 100 กม./ชม จนมีความเร็วเป็น 40 กม./ชม. ภายใน 5 วินาที [ตอบ $W_{fr} = 6644\text{N}$, $W_{br} = 6354\text{N}$]

(2) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 100 กม./ชม. จนมีความเร็วเป็น 40 กม./ชม. โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $s_{\min} = 41.89$ m]

7. รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1300 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2000$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1250$ mm, สูง 1350 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$ และ $c_d = 0.5$ จงหา

(1) จงหาน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อลงทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 60 km/h ภายใน 5 วินาที

(2) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 40 km/h โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ

(3) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 40 km/h โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

แผนการสอน

บทที่ 9 ชีตจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ

ความคิดหลัก

ความถี่ระหว่างล้ออย่างกับถนนเป็นตัวกำหนดขีดจำกัดขั้นพื้นฐานของความสามารถในการห้ามล้อของยานยนต์ นอกจากนี้ยังขึ้นอยู่กับระบบการห้ามล้อที่ใช้ ว่าจะเป็นการห้ามล้อที่ล้อหน้าอย่างเดียว ล้อหลังอย่างเดียว หรือห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ พลังงานที่ซึมซับระหว่างการห้ามล้อจะเปลี่ยนรูปไปเป็นความร้อนสะสมอยู่ในชิ้นส่วนของระบบห้ามล้อ ซึ่งจะต้องระบายความร้อนทิ้งต่อไป

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์คำนวณหาขีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อของยานยนต์ ระยะทางในการห้ามล้อที่แท้จริง ความร้อนที่แปรรูปมาจากพลังงานกลในการห้ามล้อได้อย่างถูกต้อง เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหาขีดจำกัดของแรงห้ามล้อ อัตราหน่วง และระยะทางห้ามล้อจนหยุดที่แท้จริง
2. วิเคราะห์เปรียบเทียบระบบการห้ามล้อแบบต่างๆ
3. วิเคราะห์คำนวณหาการเปลี่ยนรูปของพลังงานในการห้ามล้อและสามารถอธิบายผลทางความร้อนของการห้ามล้อ

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศรีษะ
3. ชุดสาธิตส่วนประกอบของแชสชีส
4. ชุดสาธิตระบบห้ามล้อ

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 9 ขีดจำกัดของสมรรถนะในการห้ามล้อ

- 9.1 นำบท
- 9.2 ขีดจำกัดของแรงห้ามล้อ
- 9.3 ขีดจำกัดของอัตราหมุน
- 9.4 ระยะทางห้ามล้อจนหยุดที่แท้จริง
- 9.5 การประยุกต์กรณีจำเพาะ
- 9.6 ผลทางความร้อนของการห้ามล้อ
- 9.7 การกระจายความร้อนในการห้ามล้อ
- 9.8 สมการการเปลี่ยนรูปของพลังงาน
- 9.9 ความสามารถในการเก็บความร้อน

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

แบบฝึกหัด

ขีดจำกัดของสมรรถนะ ในการห้ามล้อ

9.1 นำบท

ความผิดที่เกิดขึ้นตรงจุดที่ยางสัมผัสกับพื้นถนนเป็นตัวกำหนดขีดจำกัดขั้นพื้นฐานของความสามารถในการหยุดของระบบห้ามล้อของยานยนต์ สมมติว่าจุดสัมผัสที่เกิดความผิดเช่นนั้นมีความผิดเพียงพอ ขีดจำกัดการห้ามล้อต่อไปก็คือ ความสามารถของชิ้นส่วนทางกลของระบบห้ามล้อที่จะซึมซับหรือระบายความร้อนที่เกิดขึ้นในขณะที่ยานยนต์เกิดการหน่วง บทนี้จะทำการศึกษากการห้ามล้อของยานยนต์ต่อ และจะศึกษาขีดจำกัดขั้นพื้นฐานที่มีต่อสมรรถนะในการห้ามล้อและนำเสนอเกณฑ์การออกแบบซึ่งจะนำไปสู่สมรรถนะที่ดีที่สุดของระบบ

9.2 ขีดจำกัดของแรงห้ามล้อ

เนื่องจากแรงห้ามล้อที่ถ่ายทอดไปได้นั้นขึ้นอยู่กับแรงปฏิกิริยาเสียดทานระหว่างหน้าสัมผัส ซึ่งเป็นฟังก์ชันของน้ำหนักทางพลศาสตร์บนเพลลาและสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนที่มีอยู่ ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์คือ

$$B_{\max} = W_b \mu \quad (9-1)$$

เมื่อ W_b คือน้ำหนักพลศาสตร์บนเพลลาที่เกิดการห้ามล้อ เมื่อสมการนี้ถูกแทนค่าลงในสมการสำหรับน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลลา (สมการ 8-10 และ 8-11 , บทที่ 8) จะได้ขีดจำกัดของแรงห้ามล้อสำหรับระบบห้ามล้อด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และทั้ง ล้อ ออกมาดังนี้

9.2.1 ห้ามล้อที่ล้อหน้าเพียงอย่างเดียว

$$B_{f \max} = W_{bf} \mu \quad (9-2)$$

$$W_{bf} = \frac{L_r W}{L} + \frac{H(W_{bf} \mu + fW)}{L} \quad (9-3)$$

$$W_{bf} = \frac{W(L_r + fH)}{(L - \mu H)} \quad (9-4)$$

$$B_{f \max} = \frac{\mu W(L_r + fH)}{(L - \mu H)} \quad (9-5)$$

9.2.2 ห้ามล้อที่ล้อหลังเพียงอย่างเดียว

$$B_{r \max} = W_{br} \mu \quad (9-6)$$

$$W_{br} = \frac{L_f W}{L} - \frac{H(W_{br} \mu + fW)}{L} \quad (9-7)$$

$$W_{br} = \frac{W(L_f - fH)}{(L + \mu H)} \quad (9-8)$$

$$B_{r \max} = \frac{\mu W(L_f - fH)}{(L + \mu H)} \quad (9-9)$$

9.2.3 ห้ามล้อทั้งสี่ล้อ เนื่องจากน้ำหนักประสิทธิผลลงเพลเท่ากับน้ำหนักของยานยนต์ทั้งคัน ดังนั้น

$$B_{4 \max} = \mu W \quad (9-10)$$

แทนค่าสมการนี้ลงในสมการ (8-10) และ (8-11)

$$W_{4f} = \frac{W[L_f + H(\mu + f)]}{L} \quad (9-11)$$

$$W_{4r} = \frac{W[L_f - H(\mu + f)]}{L} \quad (9-12)$$

สภาวะของสมรรถนะในการห้ามล้อสูงสุดที่แสดงด้วยสมการ (9-11) และ (9-12) จะใช้ได้เฉพาะเมื่อการกระจายแรงห้ามล้อไปสู่เพลเป็นสัดส่วนกับน้ำหนักผลศาสตร์ของมัน นั่นคือ

$$\frac{B_{4f}}{B_{4r}} = \frac{W_{4f}}{W_{4r}} = \frac{L_f + H(\mu + f)}{L_f - H(\mu + f)} \quad (9-13)$$

การพัฒนาสมการในขั้นต่อไป (คือสมการ 9-20) สมการสำหรับอัตราหน่วงสูงสุดจะมีค่าเป็น

$$b_{\max} = g(\mu + f)$$

แทนค่าลงในสมการ (9-13)

$$\frac{B_{4f}}{B_{4r}} = \frac{L_f g + bH}{L_f g - bH} \quad (9-14)$$

สมการสำหรับการกระจายแรงห้ามล้อทั้งสอง (สมการ 9-13 และ 9-14) เป็นฟังก์ชันของตัวแปรที่แปรผันอย่างกว้างขวางของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน μ และอัตราหน่วง b อัตราส่วนการกระจายแรงห้ามล้อในอุดมคติจึงควรจะมีการปรับแต่ง เพื่อประกันได้ว่าจะได้ผลการห้ามล้อที่เหมาะสมที่สุด แต่สมการนี้ไม่ได้มีเกิดขึ้นในทางปฏิบัติ และในการออกแบบระบบห้ามล้อตามปกติจะใช้ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน $\mu = 0.35$ จะถูกสมมติขึ้นมาใช้เพื่อเป็นการประนีประนอม ค่านี้จะให้อัตราหน่วงออกมาเป็น $b = 3.63 \text{ m/s}^2$ เมื่อค่าอัตราหน่วงเพิ่มขึ้น หรือค่าสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนนเพิ่มขึ้น แรงพยายามห้ามล้อที่กระทำโดยเพลหน้าจะเพิ่มขึ้น ตัวอย่างที่ 9.1 ได้แสดงการคำนวณของการกระจายแรงห้ามล้อไว้

ตัวอย่างที่ 9.1 จงหาการกระจายแรงห้ามล้อของยานยนต์ซึ่งมีพื้นฐานในการออกแบบดังนี้ $L_f = L_r = 0.5 L$ และ $H = 0.35 L$ โดยใช้ค่าเฉลี่ยของ $\mu = 0.35$

วิธีทำ สมการ (9-13) จะให้

$$\frac{B_{4f}}{B_{4r}} = \frac{0.5 + 0.35(0.35 + 0.02)}{0.5 - 0.35(0.35 + 0.02)} = \frac{0.63}{0.37} \quad \text{ตอบ}$$

กล่าวได้ว่าสำหรับการกระจายน้ำหนักที่สมมติขึ้นมา การกระจายของแรงห้ามล้อคือ ล้อหน้า 63 % และล้อหลัง 37 %

9.3 ขีดจำกัดของอัตราหน่วง

แทนค่าสมการ (9-1) ซึ่งเป็นสมการสำหรับขีดจำกัดของแรงห้ามล้อลงในสมการการเคลื่อนที่โดยมีอัตราหน่วง (สมการ 8-18 , บทที่ 8) จะได้

$$B_{\max} = \mu W_b = \gamma_b m b - R_f \pm R_g - R_a \quad (9-15)$$

อัตราเร่ง b จะกลายเป็น b_{\max} เมื่อ

$$b_{\max} = \frac{g}{\gamma_b} \left[\frac{W_b \mu}{W} + f - \sin(\pm \theta) + \frac{R_a}{W} \right] \quad (9-16)$$

เมื่อเทอมของน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลา W_b ถูกแทนค่าด้วยค่าที่กำหนดในสมการ (9-4),(9-8), และ (9-10) (ห้ามล้อด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และสี่ล้อ) อัตราหน่วงสูงสุดที่เกิดขึ้นได้ภายใต้สภาวะความฝืดตามกำหนดเป็นดังต่อไปนี้

9.3.1 ห้ามล้อด้วยล้อหน้า

$$b_{i \max} = \frac{g}{\gamma_b} \left[\frac{(L_f + fH)\mu}{L - \mu H} + f - \sin(\pm \theta) + \frac{R_a}{W} \right] \quad (9-17)$$

9.3.2 ห้ามล้อด้วยล้อหลัง

$$b_{r \max} = \frac{g}{\gamma_b} \left[\frac{(L_r - fH)\mu}{L + \mu H} + f - \sin(\pm \theta) + \frac{R_a}{W} \right] \quad (9-18)$$

9.3.3 ห้ามล้อทั้งสี่ล้อ

$$b_{4 \max} = \frac{g}{\gamma_b} \left[\mu + f - \sin(\pm \theta) + \frac{R_a}{W} \right] \quad (9-19)$$

สมการข้างต้นรวมผลของความต้านทานการกลิ้ง, ความลาดชัน และความต้านทานของอากาศ และแสดงว่าอัตราเร่งเป็นอิสระจากน้ำหนักของยานยนต์ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศกรณีเดียวเท่านั้น นั่นคือที่ความเร็วต่ำ เพราะฉะนั้นยานยนต์ที่บรรทุกภาระจะมีข้อเสียเปรียบเมื่อเปรียบเทียบกับยานยนต์คันเดียวกันในสภาวะทั่วไปว่าเป็นเพราะว่าผลของการหน่วงของความต้านทานของอากาศ (ต่อน้ำหนักหนึ่งหน่วย) มีค่าน้อย และเพราะฉะนั้นอัตราหน่วงที่เกิดขึ้นก็จะมีค่าน้อยตามไปด้วย

เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ(ซึ่งสามารถพิจารณาให้เป็นตัวประกอบความปลอดภัย) สมการ (9-19) จะอยู่ในรูปที่ง่ายขึ้นสำหรับการหามลพิษบนพื้นราบ คือ

$$b_{4 \max} = \frac{g}{\gamma_b} (\mu + f) \approx g(\mu + f) \quad (9-20)$$

ค่าของสัมประสิทธิ์การยึดเกาะถนน $\mu = 0.6$ เป็นค่าที่ใช้ตามปกติสำหรับคอนกรีตแห้ง ซึ่งจะให้ Margin เพียงพอสำหรับแรงที่กระทำทางด้านข้างในการเลี้ยว

$$b_{4 \max} = 9.81(0.6 + 0.02) = 6.082 \text{ m/s}^2 \quad (9-21)$$

อัตราหน่วงเช่นนี้ที่จริงสามารถวัดออกมาจากการทดลอง และตามปกติมักจะได้ออกมาจากรถแกงที่มีการปรับตั้งห้ามล้ออย่างถูกต้อง การพิจารณาในทางปฏิบัติ เช่นความสละสลวยของผู้โดยสารและการเคลื่อนตัวของภาวะตามปกติมักจะทำให้ขีดจำกัดต่ออัตราหน่วงมีค่าต่ำลงไม่มาก ค่าอัตราหน่วงที่มากกว่า 3.05 m/s^2 ถูกพิจารณาว่าไม่น่าพึงพอใจ ค่าที่สูงเกิน 4.57 m/s^2 จะใช้ในกรณีฉุกเฉินเท่านั้น

ค่าอัตราหน่วงมักจะแสดงในเทอมของค่าความโน้มถ่วง g อัตราหน่วงสูงสุดบนคอนกรีตแห้ง (5.69 m/s^2) จะกลายเป็น $0.58 g$ และอัตราหน่วง 2.85 m/s^2 จะเท่ากับ $0.29 g$

การชนของรถยนต์โดยเฉลี่ย ซึ่งเป็นการทำให้หยุดอย่างกะทันหัน จะมีอัตราหน่วงประมาณ 1 ถึง 4 g ขีดจำกัดของการอยู่รอดของมนุษย์ดูเหมือนว่าจะเป็นค่าอยู่ที่ประมาณ 20 g และค่าที่ยกขึ้นมาเป็นตัวอย่าง การชนตรงๆ ที่ความเร็ว 64 km/h จะทำให้เกิดอัตราหน่วงประมาณ 16 g หรือ 157 m/s^2

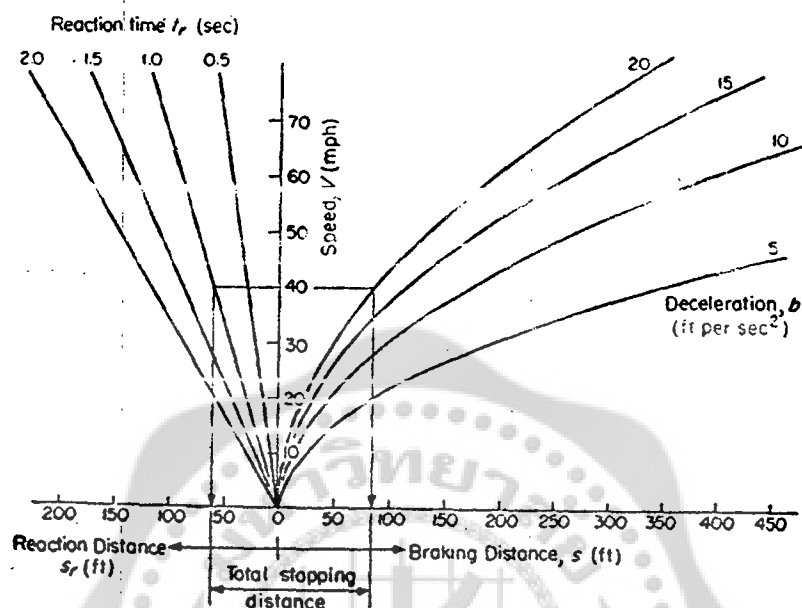
ดังได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อที่ผ่านมา ในการขับขี่ทุกวันนี้บางครั้งอาจจะถึงขีดจำกัดของอัตราหน่วงบนผิวคอนกรีตแห้ง เพราะฉะนั้น ระบบห้ามล้อทั้ง 4 ล้อซึ่งดีกว่า จึงนำมาใช้กับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนบนผิวลื่นที่มีค่า μ ต่ำ เพราะว่างานในการห้ามล้อถูกกระจายบนจุดที่แรงกระทำมากจุดกว่า

9.4 ระยะทางห้ามล้อจนหยุดที่แท้จริง

ในการหยุดแบบฉุกเฉิน จะมีเวลาที่ใช้ไปช่วงหนึ่ง ก่อนที่ผู้ขับขี่จะถอนเท้าจากแป้นคันเร่งเหยียบแป้นห้ามล้อ เรียกว่าเวลาปฏิกิริยา (Reaction Time) ช่วงเวลานี้ถูกวัดโดยการทดลองมีค่าอยู่ระหว่าง 0.5 ถึง 2.0 วินาที ระยะเวลานี้ในการห้ามล้อที่แท้จริงจะเป็น $S = s_r + s$ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$S = vt_r + \frac{v^2}{2b} \quad (9-22)$$

ในสมการนี้ เทอมแรกของทางด้านขวามือคือระยะทางที่เคลื่อนที่ไปในระหว่างเวลาปฏิกิริยาก่อนที่จะทำการห้ามล้อ เทอมที่ 2 ซึ่งเป็นผลมาจากการรวมสมการ (9-20) กับสมการ (8-22) (บทที่ 8) เป็นระยะทางในการห้ามล้อ ความสำคัญของเวลาปฏิกิริยาในการคำนวณเกี่ยวกับการห้ามล้อแสดงเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 9-1



รูปที่ 9.1 ชาร์ทสมรรถนะการห้ามล้อ

ตัวอย่างที่ 9.2 สมมติว่ายานยนต์มีความเร็ว 64 km/h(40 mph) จงหาระยะทางที่วิ่งไปในระหว่างเวลาปฏิกิริยาของคนขับ 1 วินาที จงหาระยะทางห้ามล้อจนหยุดสำหรับอัตราหน่วง 6.096 m/s^2 (20 fps^2) ด้วย

วิธีทำ ทางด้านซ้ายมือของชาร์ท ฉายเส้นจากออร์ดิเนต 64 km/h(40mph) ไปตัดเส้นเวลาปฏิกิริยา 1 วินาที จะเห็นได้ว่ารถวิ่งไปเป็นระยะทาง 18 m(59 ft)ก่อนจะเหยียบห้ามล้อ ในทำนองเดียวกัน ฉายเส้นจาก 64 km/h(40 mph) ไปตัดเส้นอัตราหน่วง 6.096 m/s^2 (20 fps^2) ที่อยู่ทางด้านขวามือของชาร์ท จะได้ระยะทางระหว่างการห้ามล้อจนหยุด 26 m(85 ft) ระยะทางทั้งหมดจากจุดที่เริ่มจะห้ามล้อจนถึงจุดที่ยานยนต์หยุดจะได้ระยะทางเป็น 44 m(144 ft)

9.5 การประยุกต์กรณีจำเพาะ

วิธีการแก้ปัญหาของปัญหาสมรรถนะของการห้ามล้อเฉพาะอย่างใดๆ สามารถคำนวณได้โดยง่ายจากการใช้สมการของการเคลื่อนที่โดยมีอัตราหน่วง (สมการ 8-18) ร่วมกับสมการสำหรับน้ำหนักสถิตและน้ำหนักพลศาสตร์ลงบนเพลลา(สมการ 8-10 กับ 8-11)และสมการของแรงห้ามล้อสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดได้ ต่อไปนี้เป็นการประยุกต์กรณีพิเศษ 2 ประการ เพื่อจะแสดงขั้นตอนในการคำนวณ

9.5.1 อัตราหน่วงของรถลากและรถพ่วง ถ้ารถลากและรถพ่วงทำงานอยู่ร่วมกัน มีห้ามล้อเฉพาะที่รถลากกำลังในการห้ามล้อของรถลากจะต้องทำให้เกิดการหน่วงต่อยานยนต์ทั้งคู่ จากรูปที่ 11.2 การสมดุลแรงคือ

$$B = \left(\frac{b_c}{g}\right)(W + W_t) - f(W + W_t) \tag{9-23}$$

เมื่อตัวห้อย t หมายถึงรถพ่วง(Trailer) และ c หมายถึงทั้งรถลากและรถพ่วงรวมกัน(combination)

ขีดจำกัดของแรงห้ามล้อที่สร้างขึ้นโดยรถลากจะเป็นไปตามสมการ

$$B_{max} = \mu W \tag{9-24}$$

เมื่อสมการ (9-23) และ (9-24) เท่ากัน อัตราหน่วงสูงสุดของรถลากและรถพ่วงรวมกันจะเป็น

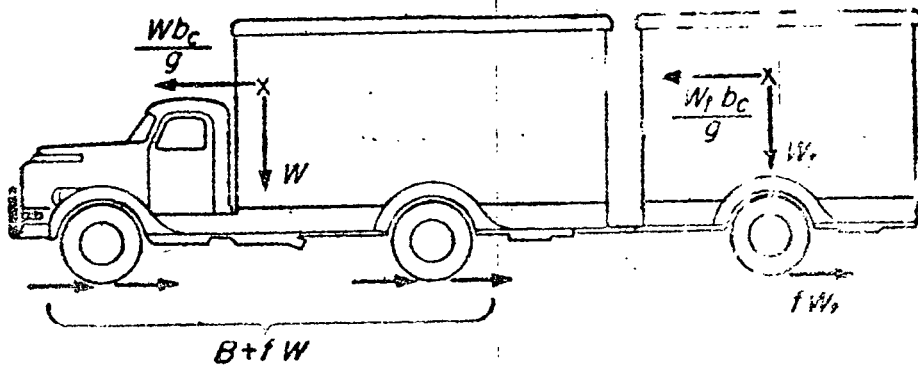
$$b_{c\ max} = g \left[\frac{(\mu W)}{W + W_t} + f \right] \tag{9-25}$$

มักจะต้องการให้มีอัตราหน่วงต่ำสุดที่ยอมรับได้ของรถลากและรถพ่วงรวมกันเพื่อความปลอดภัย ในกรณีเช่นนี้ น้ำหนักสูงสุดที่ยอมรับได้ของรถพ่วงจะคำนวณได้จาก

$$W_{t\ max} = - \frac{W[g(\mu + f) - b_c]}{(b_c - gf)} \tag{9-26}$$

หลังจากแทนค่าสมการ (9.20) สำหรับอัตราหน่วงสูงสุดของรถลากเพียงคันเดียว และไม่คิดความต้านทานการกลิ้ง ซึ่งในกรณีนี้มีค่าน้อย สมการ (9-26) จะกลายเป็น

$$W_{t\ max} = W \left[\frac{b}{b_c} - 1 \right] \tag{9-27}$$



รูปที่ 9.2 แรงที่กระทำกับรถลากและรถพ่วง เมื่อห้ามล้อที่รถลากเพียงอย่างเดียว

เพื่อให้เป็นตัวอย่างของการคำนวณเช่นนี้ สมมติว่าน้ำหนักของรถพ่วงจะต้องคำนวณออกมา ถ้าอัตราเร่งต่ำสุดที่ต้องการบนคอนกรีตแห้งคือ 4.57 m/s^2 จากสมการ (9-21) อัตราเร่งของรถลากอย่างเดียวเป็น $b = 6.082 \text{ m/s}^2$ จากสมการ (9-27)

$$\frac{W_{t \max}}{W} = \frac{6.082}{4.57} - 1 = 0.33$$

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าน้ำหนักสูงสุดของรถพ่วงจะมีค่าเป็น 33 % ของรถลาก

9.5.2 กำลังที่ให้กับห้ามล้อมือ การกระทำของห้ามล้อมือ(Parking Brake) แสดงรูปแบบพิเศษของปัญหาการห้ามล้อ เนื่องจากมันจะเกี่ยวข้องกับยานยนต์ที่อยู่กับที่ หน้าที่ของห้ามล้อคือทำให้ยานยนต์สามารถจอดอยู่บนทางลาดชันอย่างน้อยเท่ากับความสามารถในการไต่ทางทางชันของยานยนต์ได้ ตามปกติห้ามล้อมือจะกระทำต่อเพลาขับ สมการการเคลื่อนที่สำหรับกรณีนี้คือ

$$W \sin \theta - f W \cos \theta = B \quad (9-28)$$

ในที่นี้เครื่องหมายบวกและลบของเทอมต่างๆไม่เปลี่ยนแปลงความสัมพันธ์ต่อกันและกัน ไม่ว่าทางเอียงจะเป็นขึ้นเนินหรือลงเนิน

แรงห้ามล้อจะถูกจำกัดด้วยความฝืดที่เกิดขึ้นระหว่างยางกับพื้น ซึ่งเป็นฟังก์ชันของน้ำหนักที่กระทำต่อเพลลาที่ถูกห้ามล้อ สำหรับการห้ามล้อที่เพลลาหลัง สมการสำหรับน้ำหนักเพลลาที่อยู่กับที่ถูกนำมาใช้(สมการ 6-1 บทที่ 6)

$$W_r = \left(\frac{W}{L} \right) [L_r \cos \theta - H \sin(\pm \theta)] \quad (9-29)$$

เมื่อ $+\theta$ ใช้กับยานยนต์ที่หันหัวไปทางด้านล่างของทางชัน นี่เป็นกรณีเลวร้ายที่สุดเท่าที่เป็นไปได้ เพราะน้ำหนักที่ถ่ายเทจะอยู่ห่างจากเพลลาหลังหรือเพลลาที่ถูกห้ามล้อ รวมสมการ (9-28) และ (9-29) กับสมการขีดจำกัด

$$B_{\max} = W_r \mu$$

จะได้ผลเป็น

$$W \sin \theta - f W \cos \theta = \left(\frac{\mu W}{L} \right) [L_r \cos \theta \pm H \sin \theta] \quad (9-30)$$

หลังจากจัดรูปสมการใหม่ และแทนค่า $G = 100 \tan \theta$ จะได้

$$G = 100 \left[\frac{\left(\frac{\mu L_r}{L} + f \right)}{1 \pm \frac{\mu H}{L}} \right] \quad (9-31)$$

เมื่อ G มีหน่วยเป็น % และเครื่องหมายบวกในเทอมที่เป็นตัวหารหมายถึงยานยนต์หันหัวลงเนิน

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำสุดที่ต้องใช้ในยึดยานยนต์ให้อยู่บนทางลาดชัน G % จะได้ออกมาโดยจัดรูปสมการ (9-31) ใหม่เป็น

$$\mu_{\min} = \frac{(G - 100f)}{\left(\frac{100L_f}{L} \pm \frac{HG}{L}\right)} \quad (9-32)$$

น่าสนใจที่จะสังเกตว่าความลาดชันสูงสุดที่ห้ามล้อมือสามารถยึดยานยนต์ไว้ได้นั้นเป็นอิสระจากน้ำหนักของยานยนต์ และเป็นฟังก์ชันของการกระจายน้ำหนักและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่านั้น ตัวอย่างที่ 9.3 ได้แสดงการคำนวณกำลังในการยึดจับห้ามล้อมือไว้

ตัวอย่างที่ 9.3 จงหาความชันสูงสุดซึ่งห้ามล้อมือที่ล้อหลังจะจับยึดยานยนต์ซึ่งมีมิติ $L_f = L_r = 0.5 L$ และ $H = 0.35 L$

ไว้ได้ สมมติว่าพื้นผิวลื่น สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน $\mu = 0.2$

วิธีทำ สมการ (9-31) จะให้ค่าสูงสุดของความลาดชัน G_{\max} เป็น

$$G_{\max} = \frac{100[0.2(0.5 + 0.02)]}{(1 + 0.35(0.2))} = 11\% \quad \text{ตอบ}$$

สำหรับยานยนต์ที่หันหน้าลงเนิน และ

$$G_{\max} = \frac{100[0.2(0.5 + 0.02)]}{(1 - 0.35(0.2))} = 13\% \quad \text{ตอบ}$$

สำหรับยานยนต์ที่หันหน้าขึ้นเนิน

ตัวอย่างที่ 9.4 จงหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำสุดที่ต้องใช้ในการยึดยานยนต์ที่อยู่กับที่บนทางลาดชัน 30 %

วิธีทำ จากสมการ (9-32) ค่าที่ต้องการคือ

$$\mu_{\min} = \frac{(30 - 2)}{[100(0.5) + 0.35(30)]} = 0.46 \quad \text{ตอบ}$$

สำหรับยานยนต์ที่หันหัวลงเนิน และ

$$\mu_{\min} = \frac{(30 - 2)}{[100(0.5) - 0.35(30)]} = 0.71 \quad \text{ตอบ}$$

สำหรับยานยนต์ที่หันหัวขึ้นเนิน

9.6 ผลทางความร้อนของการห้ามล้อ

ในหัวข้อที่ผ่านมา สมการการเคลื่อนที่เบื้องต้นและความสัมพันธ์ระหว่างแรงที่กระทำต่อยานยนต์ที่เคลื่อนที่โดยมีอัตราเร่งถูกตั้งขึ้น แต่สมการเหล่านี้ไม่ได้พิจารณาถึงขีดจำกัดสมรรถนะในการห้ามล้อโดยการเปลี่ยนแปลงพลังงานในการห้ามล้อและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในกระทะห้ามล้อ (Brake Drum) และผ้าเบรค ทั้ง 2 อย่าง

โดยพื้นฐานแล้วห้ามล้อนั้นเปลี่ยนพลังงานศักย์หรือพลังงานจลน์ไปเป็นพลังงานความร้อนแบบย้อนกลับไม่ได้ (Irreversible) การเปลี่ยนแปลงพลังงานนี้คือกระบวนการทางความผิดซึ่งเกิดขึ้นที่กระทะห้ามล้อ หรือที่ไม่พึงปรารถนาอย่างยิ่งคือที่บริเวณที่ยางสัมผัสกับพื้นเมื่อล้อที่ถูกห้ามล้อเกิดการลื่นไถล ในหัวข้อต่อไปนี้จะทำการคำนวณเกี่ยวกับการห้ามล้อในมุมมองของการเปลี่ยนแปลงพลังงานและสร้างสมการพื้นฐานและเกณฑ์ในการออกแบบขึ้นมาด้วย

ความร้อนที่เกิดขึ้นจากการห้ามล้อทำให้อุณหภูมิของพื้นผิวที่สัมผัสกันสูงมากขึ้น ซึ่งจะเป็นสิ่งที่จำกัดสมรรถนะในการห้ามล้อ เพราะค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของผ้าเบรคจะลดลงอย่างรวดเร็วเมื่ออุณหภูมิสูงมากขึ้นและแรงบิดห้ามล้อจะลดลงเป็นจำนวนมากด้วย ยิ่งไปกว่านั้น ความต้านทานของผ้าเบรคต่อการเสียดสีก็จะลดลงด้วยที่อุณหภูมิสูง มีผลกระทบต่ออายุการใช้งานของห้ามล้อ การออกแบบระบบห้ามล้อจะต้องทำในลักษณะที่ผลของอุณหภูมิใช้งานของผ้าเบรคแม่จะอยู่ในสภาวะที่เลวร้ายที่สุดก็ยังอยู่ต่ำกว่าขีดจำกัดซึ่งคุณสมบัติทางด้านแรงเสียดทานและการเสียดสีเป็นที่ยอมรับได้

จากมุมมองของการเปลี่ยนรูปของพลังงาน การคำนวณเกี่ยวกับห้ามล้อที่อธิบายในที่นี้จะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน 2 สภาวะคือ

1. การห้ามล้อปานกลางเป็นระยะเวลานาน ยกตัวอย่างเช่นกับยานยนต์ที่เคลื่อนที่ลงเนินลาดชันยาว ๆ สำหรับการห้ามล้อเช่นนี้ ที่อุณหภูมิคงที่ จะต้องตั้งการสมดุลระหว่างความร้อนจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในการห้ามล้อกับความร้อนที่ระบายโดยห้ามล้อสู่อากาศที่อยู่รอบๆ

2. การห้ามล้ออย่างรุนแรงในช่วงเวลาสั้น ๆ เช่นในการห้ามล้อฉุกเฉิน ในกรณีเช่นนี้พลังงานจลน์ทั้งหมดจะเปลี่ยนรูประหว่างเกิดการหน่วงจะถูกซึมซับโดยความสามารถในการเก็บความร้อนของห้ามล้อ เพราะในช่วงเวลาสั้นๆการระบายความร้อนในช่วงการห้ามล้อสั้นๆ นั้นมีค่าน้อยจนตัดทิ้งไปได้

ต่อไปนี้เป็นรายละเอียดเพิ่มเติมเกี่ยวกับสภาวะการทำงานของห้ามล้อ

9.7 การกระจายความร้อนในการห้ามล้อ

อัตราการกระจายความร้อนของห้ามล้อคือตัวประกอบที่บ่งบอกถึงสมรรถนะเมื่อห้ามล้อเป็นช่วง ๆ แต่ถึง ยกตัวอย่างเช่น เป็นการทำงานของรถบัสโดยสาร หรือระหว่างการห้ามล้อเป็นเวลานาน

พื้นฐานสำหรับการคำนวณการกระจายความร้อนคืออัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานและการสมดุลความร้อนที่กระทะห้ามล้อ อุณหภูมิของห้ามล้อของยานยนต์ที่เคลื่อนที่ลงเนินที่ความเร็วคงที่เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงค่าคงที่เมื่อถึงจุดสมดุลระหว่างพลังงานที่เปลี่ยนรูปกับความร้อนที่ระบายออก จะเห็นได้ว่าเมื่อการนำความร้อนจากพื้นที่ผิวสัมผัสของผ้าเบรคถูกปรับปรุงให้ดีขึ้น ความสามารถในการถ่ายเทพลังงานของห้ามล้อก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

การแลกเปลี่ยนความร้อนในการห้ามล้อจะเป็นไปตามกระบวนการตามปกติคือ

1. การนำความร้อนผ่านฝักห้ามล้อ (Brake Shoe) และกระทะห้ามล้อไปยังชิ้นส่วนต่างๆที่ต่ออยู่กับมันโดยตรง
2. การแผ่รังสีซึ่งเกิดขึ้นระหว่างชิ้นส่วนของห้ามล้อทั้งหมดกับพื้นผิวที่อยู่รอบด้าน เนื่องจากการแผ่รังสีเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิสัมบูรณ์ มันจึงมักจะถูกตัดทิ้งไปเนื่องจากอุณหภูมิทำงานของห้ามล้อค่อนข้างต่ำ

3. การพาความร้อน โดยเฉพาะอย่างยิ่งจากพื้นผิวด้านนอกของกระทะห้ามล้อไปสู่อากาศที่อยู่รอบๆ สิ่งนี้เป็นส่วนที่มากที่สุดของการถ่ายเทความร้อนในการห้ามล้อ จำนวนของความร้อนที่ถ่ายเทด้วยการพาเป็นฟังก์ชันของขนาดและคุณภาพของผิวสัมผัสและการปั่นป่วนของอากาศที่ไหลผ่าน ตามปกติมักจะทำครีบบนกระทะห้ามล้อซึ่งมีความสามารถในการห้ามล้อสูง และกระแสลมจะเป่าผ่านมันจากช่องที่อยู่บนขอบยาง หรือโดยรูปร่างที่ถูกต้องของชิ้นส่วนที่ทำจากโลหะแผ่นของตัวถัง เมื่อไม่มีการจัดระบบระบายความร้อนเป็นพิเศษ ห้ามล้อซึ่งซ่อนอยู่ลึกในขอบยางมักจะมีสมรรถนะต่ำ เพราะว่ามี การระบายความร้อนด้วยการพาไม่เพียงพอ

เนื่องจากมีตัวแปรมากมายที่มีอิทธิพลต่อความร้อนที่ไหลจากห้ำมล้อ จึงยังไม่มีทฤษฎีทางคณิตศาสตร์ที่เป็นระบบถูกตั้งขึ้นมา ด้วยเหตุนี้จึงทำการวัดโดยตรงในอุโมงค์ลมหรือโดยการลากจูงยานยนต์เพื่อหาเส้นโค้งคุณลักษณะของการระบายความร้อน เส้นโค้งเหล่านี้มักจะเกิดขึ้นเป็นกลุ่ม จากรูปที่ 9.3 เส้นโค้งแต่ละเส้นแสดงถึงอุณหภูมิห้ำมล้อที่คงที่ ถูกเปรียบเทียบกับความเร็วของยานยนต์ ซึ่งเป็นตัวประกอบที่สำคัญ ที่มีผลต่อการพาความร้อนในการออกแบบใหม่ จะประมาณการโดยมีพื้นฐานบนความคล้ายคลึงกับแบบที่มีอยู่แล้ว

9.8 สมการการเปลี่ยนรูปของพลังงาน

สมการของแรงที่กระทำต่อยานยนต์ที่แล่นลงทางลาดชันด้วยความเร็วคงที่จะหาได้จากสมการ (10-18) โดยให้ $b = 0$

$$B + B_{ad} = R_g - R_r - R_a \quad (9-33)$$

หรือกล่าวได้ว่า ผลรวมของ B ซึ่งเป็นแรงห้ำมล้อที่แท้จริง กับ B_{ad} ซึ่งเป็นแรงห้ำมล้อที่ได้จากเครื่องยนต์หรือแหล่งอื่น ๆ จะเท่ากับผลรวมทางที่ชนิดของความต้านทานของทางลาดชันกับความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานของอากาศ

แสดงในรูปของกำลัง สมการ (9-33) จะกลายเป็น

$$N_b + N_{ad} = \left(\frac{V}{3.6}\right)(R_g - R_r - R_a) \quad (9-34)$$

หลังจากแทนค่าเทอมของแรงต้านทาน

$$N_b + N_{ad} = \frac{VWG}{360} - \frac{VWf}{3.6} - [0.0313c_a A] V^3 \quad (9-35)$$

เมื่อ N_b คืออัตราการเปลี่ยนรูปของพลังงานในการห้ำมล้อ (W) และ N_{ad} คือกำลังในการห้ำมล้อที่ได้เพิ่มเติมจากแหล่งอื่น ๆ

คำตอบทั่วไปสำหรับสมการนี้ซึ่งจะสามารถใช้ได้กับยานยนต์ทุกชนิดไม่สามารถหาออกมาได้ เพราะว่าตัวประกอบความต้านทานของอากาศ c_a และ A มีค่าเฉพาะสำหรับยานยนต์แต่ละคัน แต่ผลของน้ำหนักของยานยนต์สามารถกำจัดออกไปโดยพิจารณาผลคูณ $W (G - 100 f)$ เป็นตัวแปร หรือกล่าวได้ว่าอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานจะมีค่าเท่ากัน ระหว่างยานยนต์ซึ่งมีน้ำหนัก 8900 N แล่นลงทางลาดชัน 5% กับยานยนต์หนัก 44 500 N ลงเนิน 1% การแทนกันได้นี้ทำให้สามารถใช้ไดอะแกรมเดียวกันสำหรับการคำนวณสมรรถนะในการห้ำมล้อสำหรับยานยนต์ทุกคันที่มีผลคูณ $c_a A$ เท่ากัน โดยไม่มีน้ำหนักมาเกี่ยวข้อง จัดรูปสมการ (9-35) ใหม่จะได้

$$N_b + N_{ad} = \frac{VW(G - 100f)}{360} - [0.0313c_a A] V^3 \quad (9-36)$$

เทอมแรกทางด้านขวามือของสมการนี้หมายถึงพลังงานที่ให้(input)แก่เครื่องยนต์สุทธิทั้งหมด ในขณะที่เทอมที่ 2 แสดงถึงกำลังที่สูญหายไปโดยความต้านทานของอากาศ เพื่อรักษาให้อุณหภูมิอยู่ภายในขีดจำกัดที่ยินยอม พลังงานที่เปลี่ยนรูป N_b ในห้ำมล้อจะต้องมีค่าต่ำกว่าความสามารถทางความร้อนของห้ำมล้อ ความสามารถนี้ถูกตั้งขึ้นโดย

เส้นโค้งในการกระจายความร้อนของมัน (รูปที่ 9.3) ความต้องการกำลังในการห้ามล้อใดๆที่เกิดการสมดุลเช่นนี้จะ
ต้องได้จากแหล่งห้ามล้อเพิ่มเติม ซึ่งแสดงได้ด้วย N_{ad}

สมการ (9-36) ถูกแก้ด้วยวิธีการเพื่อให้ได้ค่า (สำหรับ W และ G ค่าใด) ผลลัพธ์สมรรถนะต่อไปนี้

1. ความเร็วในการแล่นลงของยานยนต์ที่ล้อกลิ้งไปอย่างอิสระ
2. ความเร็วสูงสุดที่ยินยอมในการแล่นลงเนิน สำหรับการห้ามล้อโดยเฉพาะ
3. กำลังห้ามล้อที่ต้องการเพิ่มเติม และอัตราทดเกียร์ที่จะต้องใช้เพื่อให้ได้สมรรถนะในการห้ามล้อตาม

ความต้องการสำหรับค่าของ W และ G ใด ๆ

หลักการและเทคนิคสำหรับการใช้ไดอะแกรมได้แสดงไว้ในรูปที่ 9.4

เพื่อเป็นตัวอย่างของการใช้รูปที่ 9.4 สมมติว่าต้องการหาความลาดชันสูงสุดซึ่งยานยนต์ที่หนัก 35 600 N (8000 lb) จะสามารถห้ามล้อได้(ที่อุณหภูมิสมดุลของห้ามล้อ)โดยไม่มีการช่วยจากเครื่องยนต์ จุดตัดของออร์ดิเนต 80 km/h(50 mph)กับเส้นโค้ง N_b ถูกพบที่เส้นกำลังขาเข้า 40 สมมติ $f = 0.02$ ดังนั้น

$$\begin{aligned} \frac{W(G - 100f)}{1000} &= 40 \\ G &= \frac{40 \times 1000}{W} + 100f \\ &= \frac{40 \times 1000}{8000} + 100 \times 0.02 = 7\% \end{aligned}$$

ด้วยการห้ามล้อของเครื่องยนต์ที่เกียร์สูง จุดตัดของออร์ดิเนต 80 km/h(50 mph) กับเส้นกำลังขาเข้าที่ $60'$ ค่านี้จะตรงกับความลาดชัน 9.5% คือ

$$G = \frac{60 \times 1000}{8000} + 100 \times 0.02 = 9.5\%$$

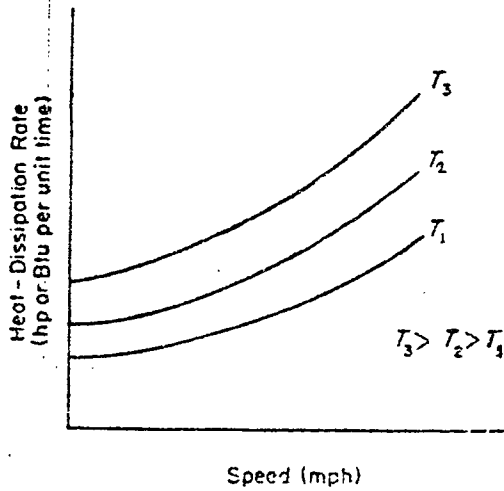
ในการทำงานคล้ายกัน ในเกียร์ 2 ความชันสูงสุดคือ

$$G = \frac{105 \times 1000}{8000} + 100 \times 0.02 = 15\%$$

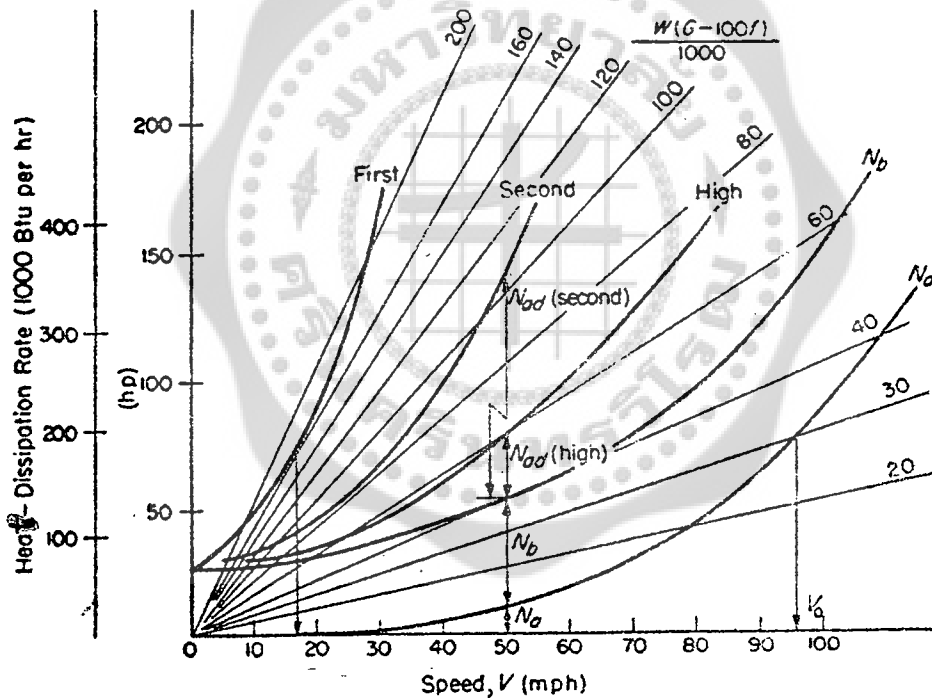
การทำให้ง่ายขึ้นวิธีหนึ่งที่เป็นไปได้คือพิจารณาให้ความต้านทานของอากาศเป็นตัวประกอบความปลอดภัยแล้วตัดมันออกจากการคำนวณ การทำเช่นนี้ยอมให้ทำได้โดยมีความผิดพลาดเล็กน้อยเมื่อความเร็วสูงสุดต่ำกว่า 80 km/h (50 mph)ซึ่งเป็นกรณีปกติในการใช้งานรถยนต์ส่วนใหญ่ สมการ (9-35) ในรูปแบบที่ทำให้ง่ายขึ้นจะเป็น

$$N_b + N_{ad} = \frac{W(G - 100f)}{360} \quad (9-37)$$

สมการนี้สามารถแก้ด้วยวิธีการดังที่ได้กล่าวมาแล้ว ไดอะแกรมพื้นฐานโดยทั่วไปใช้ได้กับยานยนต์ทุกชนิด กรณีเฉพาะแต่ละกรณีจะถูกแก้โดยเขียนบนไดอะแกรมกำลังในการห้ามล้อของเครื่องยนต์และเส้นโค้งการกระจายความร้อนของห้ามล้อภายใต้การพิจารณา ตัวอย่างที่ 9.5 ได้แสดงเทคนิคนี้ไว้



รูปที่ 9.3 อัตราการกระจายความร้อน หรืออัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานในการห้ามล้อเป็นฟังก์ชันของความเร็วของยานยนต์ อัตราการกระจายความร้อนจากห้ามล้อเป็นสัดส่วนกับอุณหภูมิและความเร็วของยานยนต์ ที่ความเร็วสูงจะทำให้การถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อนจากอุปกรณ์ระบบห้ามล้อดีขึ้น อัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานในระบบห้ามล้อที่แล่นลงเนินจะต้องรักษาไว้ให้ต่ำกว่าความสามารถในการกระจายความร้อนของระบบ ถ้าอุณหภูมิสูงถึงจุดสมดุลของอุณหภูมิในการห้ามล้อ



รูปที่ 9.4 สมรรถนะในการห้ามล้อของยานยนต์ที่ลงเนินยาว ๆ อัตราของพลังงานที่ให้แก่ระบบสุทธิ $W(G - 100)$ โดยทั่วไปใช้ได้กับยานยนต์ทุกคัน เส้นโค้งความสิ้นเปลืองกำลังไปกับความต้านทานของอากาศ N_a นั้นสมมติว่ายานยนต์มี $c_d A = 13 \text{ ft}^2 (1.208 \text{ m}^2)$ การกระจายความร้อน ของห้ามล้อ N_b ซึ่งเพิ่มค่าให้กับ N_a แสดงถึงอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานสูงสุดที่ยอมรับให้เกิดขึ้นด้วยขีดจำกัดของอุณหภูมิห้ามล้อ กำลังในการห้ามล้อของเครื่องยนต์ซึ่งแสดงไว้ในเกียร์แรก, เกียร์ 2 และเกียร์สูงจะเพิ่มค่าเข้าไปในทำนองคล้ายกัน เพื่อให้กำลังในการห้ามล้อทั้งหมดของยานยนต์

ความเร็วแล่นลงเนินสำหรับยานยนต์ที่ล้อกลิ้งไปอย่างอิสระ ($N_b = 0$ และ $N_d = 0$) จะพบที่จุดตัดของเส้นกำลังขาเข้ากับเส้น N_a ยกตัวอย่างเช่น สำหรับทางลาดชัน 4.5 % (เส้น 20) ความเร็วของการแล่นลงอย่างอิสระคือ 125 km/h (78 mph) และสำหรับทางลาดชัน 65.75% (เส้น 30) ความเร็วของการแล่นลงอย่างอิสระคือ 152 km/h (96 mph)

ตัวอย่างที่ 9.5 จงหาพลังงานที่ต้องถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อในยานยนต์ซึ่งแล่นลงทางลาดชัน 10% ที่ความเร็วคงที่ 80 km/h(50 mph) ยานยนต์มีน้ำหนัก 89 000 N(20,000 lb) กำหนดค่า $c_a = 0.8$ และ $A = 6.503 \text{ m}^2$

วิธีทำ อัตราซึ่งพลังงานศักย์เปลี่ยนรูปในยานยนต์ที่แล่นลงเนินจะหาได้จากสมการ

$$N_g = \frac{WGV}{360} = (89\,000)(10)(80)/(360) = 197\,800 \text{ W}$$

สมมติให้ $f = 0.02$ กำลังที่เกิดจากความต้านทานการกลิ้งคือ

$$N_r = \frac{WfV}{3.6} = (89\,000)(0.02)(80)/(3.6) = 39\,560 \text{ W}$$

กำลังที่เกิดจากความต้านทานของอากาศคือ

$$N_a = 0.0131 c_a AV^3 = (0.0131)(0.8)(6.503)(80)^3 = 34\,890 \text{ W}$$

กำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อคือ

$$\begin{aligned} N_b + N_{ad} &= N_g - (N_r + N_a) \\ &= 197\,800 - (39\,560 + 34\,890) = 123\,350 \text{ W} \end{aligned} \quad \text{ตอบ}$$

แม้จะมีความเร็วค่อนข้างสูงที่ 80 km/h(50 mph) ความต้านทานของอากาศจะมีค่าเพียง 18% ของพลังงานทั้งหมดที่เปลี่ยนรูปจากพลังงานทั้งหมดของทางลาดชัน

9.9 ความสามารถในการเก็บความร้อน

ถ้าจุดประสงค์หลักของการห้ามล้อคือการหน่วงยานยนต์อย่างรวดเร็วภายในระยะเวลาสั้น ๆ และไม่พิจารณาการกระจายความร้อนออกจากห้ามล้อ ชีตจำกัดการทำงานของระบบก็คือความสามารถในการเก็บความร้อนของกระทะห้ามล้อ กระทะห้ามล้อจะต้องซึมซับปริมาณความร้อนเทียบเท่ากับปริมาณพลังงานจลน์สูงสุดที่คาดว่าจะมีของยานยนต์ โดยอุณหภูมิไม่สูงถึงอุณหภูมิวิกฤติของผ้าเบรค ดังได้ทำการคำนวณมาแล้วในบทที่ 8 เครื่องยนต์จะต้องถูกตัดออกจากระบบส่งกำลัง และสมการของแรงจะเป็น

$$B = \gamma_b m b - R_r - R_a + R_g \quad (9-38)$$

เมื่อเครื่องหมายบวกของความต้านทานของทางลาดชันหมายถึงการวิ่งลงเนิน

อัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานชั่วขณะในการห้ามล้อ N_b (W) ที่ตรงกับการหน่วงจากความเร็ว V (km/h) สามารถคำนวณจากสมการ (9-38) เป็น

$$N_b = \left(\frac{V}{3.6} \right) [\gamma_b m b + R_g - R_r - R_a] \quad (9-39)$$

ความเร็วลดลงในระหว่างการหน่วงและอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานก็เป็นเช่นนั้นด้วย เพราะฉะนั้นการคำนวณจะเพิ่มขึ้นสำหรับความเร็วเฉลี่ย

$$V_m = \frac{(V_i + V_f)}{2}$$

สำหรับการหยุดนิ่ง จะกลายเป็น

$$V_m = \frac{V_i}{2}$$

เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ อัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ยในการหน่วงยานยนต์น้ำหนัก W แล่นลงทางลาดชัน G % คือ

$$N_b = \left(\frac{WV_m}{3.6} \right) \left[\left(\frac{b\gamma_b}{g} \right) + \left(\frac{G}{100} \right) - f \right] \quad (9-40)$$

การคำนวณการห้ามล้อที่มีพื้นฐานบนการห้ามล้ออย่างทันทีที่เห็นได้จะขึ้นอยู่กับพลังงานจลน์ทั้งหมดที่ปลดปล่อยออกมาเมื่อยานยนต์ลดความเร็วลงจาก V_i ไปเป็น V_f ยิ่งไปกว่านั้น ผลจากการกินกำลังของความต้านทานการกลิ้งและความต้านทานของอากาศตามปกติมักจะไม่นำมาพิจารณา และสมมติฐานที่สร้างขึ้นสำหรับพลังงานจลน์ทั้งหมด E ถูกซึมซับโดยห้ามล้อคือ

$$\begin{aligned} E &= \frac{m(V_i^2 - V_f^2)}{2} = \left(\frac{m}{2} \right) (V_i^2 - V_f^2) \left(\frac{1}{3.6} \right)^2 \\ &= \left(\frac{m}{25.92} \right) (V_i^2 - V_f^2) \end{aligned} \quad (9-41)$$

แสดงในหน่วยของความร้อน และสำหรับการห้ามล้อจนหยุด สมการ (11-42) จะกลายเป็น

$$E_t = \left(\frac{mV_i^2}{25.92} \right) \quad (9-42)$$

เมื่อรู้จำนวนของความร้อนที่เกิดขึ้นในการห้ามล้อ อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นและน้ำหนักของกระหะห้ามล้อที่ต้องการจะคำนวณออกมาได้ ความสามารถในการเก็บความร้อนของกระหะห้ามล้อคือ

$$Q_b = m_{dr} c \Delta t \quad (9-43)$$

เมื่อ Q_b คือความสามารถในการเก็บความร้อนของกระหะห้ามล้อ m_{dr} คือมวลของกระหะห้ามล้อ c คือค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่นำมาสร้างเป็นกระหะห้ามล้อ และ Δt คืออุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในกระหะห้ามล้อ ให้ $E_t = Q_b$ มวล m_{dr} ที่ต้องการของวัสดุที่ซึมซับความร้อนจะหาออกมาได้จากการเปลี่ยนพลังงานจลน์ให้เป็นความร้อนที่จะทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นเป็น Δt ที่ยอมได้ สมการคือ

$$m_{dr} = \frac{E_t}{(c \Delta t)} = \left(\frac{mV_i^2}{25.92 c \Delta t} \right) \quad (9-44)$$

อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น Δt ซึ่งเป็นผลมาจากความร้อนที่ให้แก่กระหะห้ามล้อ ซึ่งเทียบเท่ากับพลังงานจลน์ จะมีค่าเป็น

$$\Delta t = \frac{E_t}{(c m_{dr})} = \left(\frac{mV_i^2}{25.92 c m_{dr}} \right) \quad (9-45)$$

ตัวอย่างการคำนวณของผลเหล่านี้ได้แสดงไว้ในตัวอย่างที่ 9.6

ตัวอย่างที่ 9.6 จงหาอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ยและอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในระบบห้ามล้อของเครื่องบินที่หน่วงด้วยอัตรา 3.05 m/s^2 จากความเร็วต้น 160 km/h มวลทั้งหมดของเครื่องบินคือ $35\,600 \text{ kg}$ มวลของกระทะห้ามล้อ 178 kg ผลของความต้านทานของอากาศและพลังงานจลน์ของล้อส่วนที่เกิดการหมุนไม่นำมาพิจารณา

วิธีทำ สมการ (9-40) ให้อัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ยเป็น

$$N_b = \left(\frac{WV_m}{3.6} \right) \left[\left(\frac{b}{g} \right) - f \right] = \left[\frac{(35\,600 \times 9.81) \left(\frac{160}{2} \right)}{3.6} \right] \left[\left(\frac{3.05}{9.81} \right) - 0.02 \right]$$

$$= 2\,257\,673 \text{ J/s}$$

งานทั้งหมดที่กระทำในการหยุดเครื่องบินเท่ากับพลังงานจลน์ที่เปลี่ยนรูปหรือจากสมการ (9-42)

$$E_t = \frac{(35\,600)(160)^2}{(25.92)} = 35\,160\,494 \text{ J}$$

สมมติให้ความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ทำเป็นกระทะห้ามล้อคือ $c = 460 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในกระทะห้ามล้อจะหาได้จากสมการ (11-45) คือ

$$\Delta t = (35\,160\,494)/(460 \times 178) = 429^\circ\text{C}$$

ตอบ

เอกสารอ้างอิง

1. Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1992.
2. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN, Extra Copies, 1958.
3. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

เอกสารประกอบเพิ่มเติม

1. Milliken, William F. and Milliken, Douglas L. "Chapter 20 Driving and Braking" **Race Car Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1995.
2. Steeds, W. "Chapter 7 Brakes" **Mechanics of Road Vehicles**, Iliffe & Sons, London, 1960.
3. Reimpell, J. and Stoll, H. "Chapter 6 Chassis and Vehicle Overall" **The Automotive Chassis : Engineering Principles**, Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1996.

แบบฝึกหัด บทที่ 9

1. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ เมื่อ $L = 2750$ mm, $S = 1250$ mm และรถสูง 1500 mm วิ่งบนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.9$, $f = 0.02$) โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% จงหาขีดจำกัดของแรงห้ามล้อสำหรับการห้ามล้อด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ
2. รถยนต์คันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ เมื่อ $L = 2750$ mm, $S = 1250$ mm และรถสูง 1500 mm วิ่งบนคอนกรีตแห้ง ($\mu = 0.9$, $f = 0.02$) ด้วยความเร็ว 100 km/h โดยใช้เกียร์ 4 อัตราทด 1:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ถ้ารถยนต์คันนี้วิ่งขึ้นเนินลาดชัน 35% จงหาขีดจำกัดของอัตราหน่วงในการห้ามล้อของรถยนต์คันนี้สำหรับการห้ามล้อด้วยล้อหน้า, ล้อหลัง และ 4 ล้อ
3. รถยนต์คันหนึ่งวิ่งด้วยความเร็ว 80 km/h ห้ามล้อด้วยอัตราหน่วง 3.048 m/s² จงหาระยะทางที่วิ่งไปได้ในระหว่างเวลาปฏิกิริยา 1.5 วินาที และระยะทางห้ามล้อจนหยุด
4. รถยนต์คันหนึ่งมีจุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ จงหาความลาดชันสูงสุดที่ห้ามล้อมือจะจับยึดรถคันนี้ไว้ได้ และถ้าจอดรถยนต์คันนี้ไว้บนทางลาดชัน 45% จงหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่ำสุดที่ต้องใช้ในการยึดรถยนต์คันนี้อยู่กับที่
5. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. จุดศูนย์กลางอยู่ตรงตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ เมื่อ $L = 2750$ mm, $S = 1250$ mm และรถคันนี้สูง 1500 mm แล่นลงทางลาดชัน 35% ด้วยความเร็ว 100 km/h คงที่ จงหาพลังงานที่ต้องถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ เมื่อทำการห้ามล้อรถคันนี้
6. ถ้ารถยนต์ในข้อที่ 5 ถูกห้ามล้อจนหยุดภายในเวลา 5 วินาที จงหาอัตราการเปลี่ยนรูปของพลังงาน และอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในระบบห้ามล้อ สมมติให้ค่าความร้อนจำเพาะของกระทะห้ามล้อ $c = 460$ J/kg^o K
7. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 kg มีระยะฐานล้อ $L = 250$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1250$ mm สูง 1500 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_r = 0.55 L$, $H = 0.30 L$, $S_r = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_n = 1.04$, $\mu = 0.8$, $f = 0.02$ และ $c_a = 0.5$ จงหา
 - (1) น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลัง เมื่อรถเก๋งคันนี้ห้ามล้อในขณะที่วิ่งลงทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 60 km/h ภายในเวลา 5 วินาที

(2) ซีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง ถ้ารถแกงค์ันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ

(3) ซีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อรถแกงค์ันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งลงทางลาดชัน 15% ด้วยความเร็ว 100 km/h โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ

(4) ระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 km/h จนหยุด โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ

(5) ระยะทางทั้งหมดในการห้ามล้อจากความเร็ว 120 km/h จนหยุด ภายในระยะเวลา 5 วินาที เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ $t_r = 0.5$ วินาที

8. รถแกงค์ันหนึ่งมีมวล 1300 kg มีระยะฐานล้อ $L = 2000$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1250$ mm สูง 1350 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.30 L$, $S_1 = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$, $f = 0.02$ และ $c_u = 0.5$ จงหา

(1) น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลัง เมื่อรถแกงค์ันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งลงทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 60 km/h ภายในเวลา 5 วินาที

(2) ซีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง ถ้ารถแกงค์ันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ

(3) ซีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อรถแกงค์ันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งขึ้นทางลาดชัน 15% ด้วยความเร็ว 100 km/h โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ

(4) ระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 km/h จนใช้ได้ โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(5) ระยะทางทั้งหมดในการห้ามล้อจากความเร็ว 120 km/h จนหยุด ภายในระยะเวลา 5 วินาที เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ $t_r = 1$ วินาที

9. รถแกงค์ันหนึ่งมีมวล 1300 kg มีระยะฐานล้อ $L = 2000$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1250$ mm สูง 1350 mm จุดศูนย์กลางถ่วงอยู่ในตำแหน่งที่ทำให้แรงห้ามล้อกระจายลงล้อหน้า 65% และล้อหลัง 35% $S_1 = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$, $f = 0.02$ และ $c_u = 0.5$ จงหา

(1) น้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลัง เมื่อรถแกงค์ันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งลงทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 60 km/h ภายในเวลา 5 วินาที

(2) ซีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง ถ้ารถแกงค์ันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ

(3) ซีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อรถแกงค์ันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งลงทางลาดชัน 15% ด้วยความเร็ว 100 km/h โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ

(4) ระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 40 km/h โดยห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ

(5) ระยะทางทั้งหมดในการห้ามล้อจากความเร็ว 120 km/h จนหยุด ภายในระยะเวลา 5 วินาที เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ $t_r = 1$ วินาที

10. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1450 kg มีระยะฐานล้อ $L = 2200$ mm ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1250$ mm สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.30 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_h = 1.04$, $\mu = 0.8$, $f = 0.02$ และ $c_u = 0.5$ จงหา

(1) กำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อ ถ้ารถเก๋งคันนี้ห้ามล้อจากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วคงที่อยู่ที่ 60 km/h ในขณะที่วิ่งลงทางลาดชัน 30%

(2) อัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานเฉลี่ย ถ้ารถเก๋งคันนี้ห้ามล้อจากความเร็ว 120 km/h จนมีความเร็วเป็น 60 km/h ภายในเวลา 5 วินาที ในขณะที่วิ่งลงทางลาดชัน 30% ไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(3) พลังงานที่ถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ เมื่อรถเก๋งคันนี้ห้ามล้ออย่างฉุกเฉินบนทางราบจากความเร็ว 160 km/h จนหยุด ไม่คิดความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้ง

(4) มวลของกระแทกห้ามล้อ ถ้าต้องการให้อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น (Δt) ของกระแทกห้ามล้อมีค่าไม่เกิน 100°C ค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ใช้ทำเป็นกระแทกห้ามล้อคือ $c = 460 \text{ J/kg}^\circ \text{K}$

11. รถเก๋งคันหนึ่งมีมวล 1500 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2750$ mm, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1200$ mm, สูง 1500 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_h = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$

(1) จงหาน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อรถเก๋งคันนี้ห้ามล้อลงทางลาดชัน 10% จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุดภายใน 5 วินาที [ตอบ $W_{bf} = 9382 \text{ N}$, $W_{br} = 5332 \text{ N}$]

(2) ถ้ารถเก๋งคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง [ตอบ $B_{4 \text{ max}} = 11\,772 \text{ N}$, $B_{4i} = 0.737/0.263$]

(3) ถ้ารถเก๋งคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อห้ามล้อลงทางลาดชัน 10% ด้วยความเร็ว 80 กม./ชม. [ตอบ $b_{4 \text{ max}} = 6.953 \text{ m/s}^2$]

(4) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุด โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $s_{\text{min}} = 31.92 \text{ m}$]

(5) จากข้อมูลในข้อ (4) ถ้าระยะเวลาปฏิกิริยา $t_r = 0.5$ วินาที จงหาระยะทางห้ามล้อทั้งหมดจนหยุด [ตอบ $S = 43.03 \text{ m}$]

(6) ถ้ารถเก๋งคันนี้ห้ามล้อจนมีความเร็วคงที่ 40 กม./ชม. จงหากำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อ [ตอบ $N_b + N_{ad} = 12.4 \text{ kW}$]

(7) จากข้อมูลในข้อ (1) จงหาอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ย เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $N_b = 90.1 \text{ kJ/s}$]

(8) เมื่อรถแก่งคันนี้ถูกห้ามล้ออย่างฉุกเฉิน ตามข้อมูลในข้อ (1) จงหาพลังงานที่ถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ ไม่คิดความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้ง [ตอบ $E_r = 370.3 \text{ kJ}$]

(9) ถ้าต้องการให้อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น (Δt) ของกระทะห้ามล้อมีค่าไม่เกิน 100°C จงคำนวณหามวลของกระทะห้ามล้อ เมื่อค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ใช้ทำเป็นกระทะห้ามล้อ คือ $c = 460 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ [ตอบ $m_{gr} = 8.05 \text{ kg}$.]

12. รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1450 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2200 \text{ mm}$, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้าย และข้างขวา $S = 1250 \text{ mm}$, สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.30 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_h = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$

(1) จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อขึ้นทางลาดชัน 25% จากความเร็ว 40 กม./ชม. จนหยุดภายใน 10 วินาที

(2) ถ้ารถแก่งคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้า และล้อหลัง

(3) ถ้ารถแก่งคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อห้ามล้อลงทางลาดชัน 25% ด้วยความเร็ว 80 กม./ชม.

(4) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 80 กม./ชม. จนหยุด โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อคิดความต้านทานของอากาศ

(5) จากข้อมูลในข้อ (4) ถ้าระยะเวลาปฏิบัติการ $t_r = 1$ วินาที จงหาระยะทางห้ามล้อทั้งหมดจนหยุด

(6) ถ้ารถแก่งคันนี้ห้ามล้อจนมีความเร็วคงที่ 60 กม./ชม. จงหากำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อ

(7) จากข้อมูลในข้อ (1) จงหาอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ย เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(8) เมื่อรถแก่งคันนี้ถูกห้ามล้ออย่างฉุกเฉิน ตามข้อมูลในข้อ (1) จงหาพลังงานที่ถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ ไม่คิดความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้ง

(9) ถ้ากระทะล้อมีมวล 8 kg ค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ใช้ทำเป็นกระทะล้อคือ $c = 460 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$ จงคำนวณหาอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นของกระทะล้อ

13. รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1325 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2500 \text{ mm}$, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1250 \text{ mm}$, สูง 1400 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_h = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$

(1) จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อรถแก่งคันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งขึ้นทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 100 กม./ชม. จนมีความเร็วเป็น 40 กม./ชม. ภายในเวลา 5 วินาที [ตอบ $W_{br} = 6644 \text{ N}$, $W_{br} = 6354 \text{ N}$]

(2) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของแรงห้ามล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง [ตอบ $B_{\max} = 10.4 \text{ KN}$]

(3) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อห้ามล้อในขณะวิ่งขึ้นทางลาดชัน 15% ด้วยความเร็ว 100 กม./ชม. [ตอบ $b_{4\max} = 9.403 \text{ m/s}^2$]

(4) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 100 กม./ชม. จนมีความเร็วเป็น 40 กม./ชม. โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $s_{\min} = 41.89 \text{ m}$]

(5) ถ้าวาระยะเวลาปฏิบัติการ $t_r = 0.5$ วินาที จงหาระยะทางห้ามล้อทั้งหมดในการห้ามล้อจากความเร็ว 100 กม./ชม. จนหยุด ภายในระยะเวลา 5 วินาที [ตอบ $S = 83.3 \text{ m}$]

(6) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อจนมีความเร็วคงที่ 40 กม./ชม. จงหากำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อ [ตอบ $N_b + N_{ac} = 3549 \text{ W}$]

(7) จากข้อมูลในข้อ (1) จงหาอัตราการเปลี่ยนรูปพลังงานเฉลี่ย เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ [ตอบ $N_b = 46.34 \text{ kW}$]

(8) เมื่อบางคันนี้ถูกห้ามล้ออย่างฉุกเฉิน จากความเร็ว 100 กม./ชม. จนหยุด จงหาพลังงานที่ถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ ไม่คิดความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้ง [ตอบ $E_r = 511.1 \text{ kJ}$]

(9) ถ้ามวลของกระทะห้ามล้อทั้ง 4 ล้อเป็น 8 กก. จงคำนวณหาอุณหภูมิของกระทะห้ามล้อหลัง จากทำการห้ามล้อตามข้อ (8) กำหนดให้ค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ใช้ทำเป็นกระทะห้ามล้อคือ $C = 460 \text{ J / kg}^{\circ} \text{K}$ และอุณหภูมิก่อนทำการห้ามล้อของกระทะห้ามล้อคือ 80°C [ตอบ $t_2 = 218.9^{\circ} \text{C}$]

14. รถแก่งคันหนึ่งมีมวล 1300 กก. มีระยะฐานล้อ $L = 2000 \text{ mm}$, ระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อข้างซ้ายและข้างขวา $S = 1250 \text{ mm}$, สูง 1350 mm จุดศูนย์กลางอยู่ในตำแหน่ง $L_f = 0.55 L$, $H = 0.30 L$ และ $S_f = 0.50 S$ กำหนดให้ $\gamma_b = 1.04$, $\mu = 0.8$ และ $f = 0.02$

(1) จงหาหน้าหนักพลศาสตร์ลงเพลาหน้าและเพลาหลัง เมื่อบางคันนี้ห้ามล้อในขณะวิ่งลงทางลาดชัน 15% จากความเร็ว 120 กม./ชม. จนมีความเร็วเป็น 60 กม./ชม. ภายในเวลา 5 วินาที

(2) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของแรงล้อและการกระจายแรงห้ามล้อที่ล้อหน้าและล้อหลัง

(3) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อด้วยล้อทั้ง 4 ล้อ จงหาขีดจำกัดของอัตราหน่วงเมื่อห้ามล้อในขณะวิ่งขึ้นทางลาดชัน 15% ด้วยความเร็ว 100 กม./ชม.

(4) จงหาระยะทางห้ามล้อน้อยที่สุด จากความเร็ว 120 กม./ชม. จนมีความเร็วเป็น 40 กม./ชม. โดยการห้ามล้อทั้ง 4 ล้อ เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(5) ถ้าวาระยะเวลาปฏิบัติการ $t_r = 1$ วินาที จงหาระยะทางห้ามล้อทั้งหมดในการห้ามล้อจากความเร็ว 120 กม./ชม. จนหยุด ภายในระยะเวลา 6 วินาที เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(6) ถ้าวางคันนี้ห้ามล้อจนมีความเร็วคงที่ 60 กม./ชม. ในแนววิ่งลงทางลาดชัน 30% จงหากำลังที่ถูกซึมซับด้วยระบบห้ามล้อ

(7) ถ้ำรถแก่งคันนี้ห้ามล้อจากความเร็ว 120 กม./ชม. จนมีความเร็วเฉลี่ยเป็น 60 กม./ชม. ภายในเวลา 5 วินาที จงหาอัตราการเปลี่ยนแปลงรูปพลังงานเฉลี่ย เมื่อไม่คิดความต้านทานของอากาศ

(8) เมื่อรถแก่งคันนี้ถูกห้ามล้ออย่างฉุกฉิน จากความเร็ว 160 กม./ชม. จนหยุด จงหาพลังงานที่ถูกซึมซับโดยระบบห้ามล้อ ไม่คิดความต้านทานของอากาศและความต้านทานการกลิ้ง

(9) หลังจากทำการล้อตามข้อ (8) กำหนดให้ค่าความร้อนจำเพาะของวัสดุที่ใช้ทำเป็นกระโหะห้ามล้อคือ $c = 460 \text{ J / kg}^\circ\text{K}$ และความแตกต่างของอุณหภูมิของกระโหะห้ามล้อไม่เกิน 100°C จงคำนวณหามวลของกระโหะห้ามล้อ



แผนการสอน

บทที่ 10 คุณลักษณะของเครื่องยนต์

ความคิดหลัก

ขีดจำกัดสมรรถนะของยานยนต์ขึ้นพื้นฐานที่ศึกษาวิเคราะห์ผ่านมาแล้วนั้น ถูกจำกัดโดยแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่สามารถถ่ายทอดผ่านล้อขับไปสู่พื้นถนนได้ ซึ่งการวิเคราะห์ที่ผ่านมาได้สมมติว่าแรงบิดหรือแรงขับเคลื่อนที่ได้จากเครื่องต้นกำลังนั้นเพียงพอกับความต้องการในการขับเคลื่อนที่ล้อขับเสมอ ในบทนี้จะศึกษาวิเคราะห์คุณลักษณะของเครื่องยนต์ที่พึงปรารถนาในการใช้เป็นต้นกำลังของยานยนต์ เพื่อเป็นแนวความคิดในการเลือกใช้ต้นกำลังสำหรับยานยนต์

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตเข้าใจถึงคุณลักษณะที่พึงปรารถนาของต้นกำลังสำหรับการขับเคลื่อนยานยนต์ โดยเน้นไปที่เครื่องยนต์สันดาปภายใน เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. อธิบายต้นกำลังในอุดมคติสำหรับยานยนต์ได้อย่างถูกต้อง
2. วิเคราะห์คุณลักษณะและสมรรถนะของเครื่องยนต์สันดาปภายในและสามารถคำนวณแก้ไขสมรรถนะของเครื่องยนต์ให้ตรงกับมาตรฐานของSAE ได้
3. อธิบายการสูญเสียในระบบต่างๆของเครื่องยนต์สันดาปภายในและระบบส่งกำลัง

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สาธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศีรษะ
3. เอกสารภาพประกอบการทำงานและโครงสร้างของเครื่องยนต์สันดาปภายใน
4. ชุดสาธิตผ่าเครื่องยนต์สันดาปภายใน

5. ชุดสถิติผ่านระบบส่งกำลังรถยนต์

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 10 คุณลักษณะของเครื่องยนต์

- 10.1 น้ำหนัก
- 10.2 ดันกำลังสำหรับยานยนต์
- 10.3 คุณลักษณะของเครื่องยนต์สันดาปภายใน
- 10.4 ผลของสภาวะบรรยากาศ
- 10.5 การสูญเสียให้แก่ระบบช่วยของเครื่องยนต์
- 10.6 คุณลักษณะของระบบส่งกำลัง

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม
แบบฝึกหัด

คุณลักษณะของเครื่องยนต์

10.1 น้ําบท

ขีดจำกัดพื้นฐานที่มีต่อสมรรถนะของยานยนต์ในบทที่ 7 ถูกกำหนดขึ้นโดยแรงขับเคลื่อนสูงสุดที่ล้อขับสามารถถ่ายทอดไปสู่พื้นถนนได้ ในการวิเคราะห์ขีดจำกัดของสมรรถนะเหล่านี้ได้สมมติว่าแรงบิดที่จ่ายมาจากเครื่องยนต์นั้นเท่ากับหรือมากกว่าความต้านทานที่ล้อขับต้องเอาชนะเสมอ

ในบทนี้จะกล่าวถึงการวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์ คุณลักษณะทั่วไปที่ต้องการของเครื่องยนต์จะถูกนำมาพิจารณา และวิธีที่จะได้ข้อมูลที่เป็นจริงจากค่าที่หามาได้ในสภาวะบรรยากาศมาตรฐานจะถูกนำมาทบทวนอีกครั้งหนึ่ง นอกจากนี้ จะกล่าวถึงการสูญเสียกำลังในอุปกรณ์ต่างๆและชิ้นส่วนของระบบขับเคลื่อนด้วย

10.2 ต้นกำลังสำหรับยานยนต์

คุณลักษณะของสมรรถนะซึ่งเหมาะสมกับการขับเคลื่อนยานยนต์ในอุดมคติ คือ

1. มีกำลังที่เพลาคงที่เสมอ ให้ได้ทุกช่วงความเร็ว
2. แรงบิดซึ่งมีค่าสูงสุดที่ช่วงความเร็วต่ำ เมื่อต้องการแรงขับเคลื่อนสูงสำหรับการไต่เนินและการเร่งความเร็ว

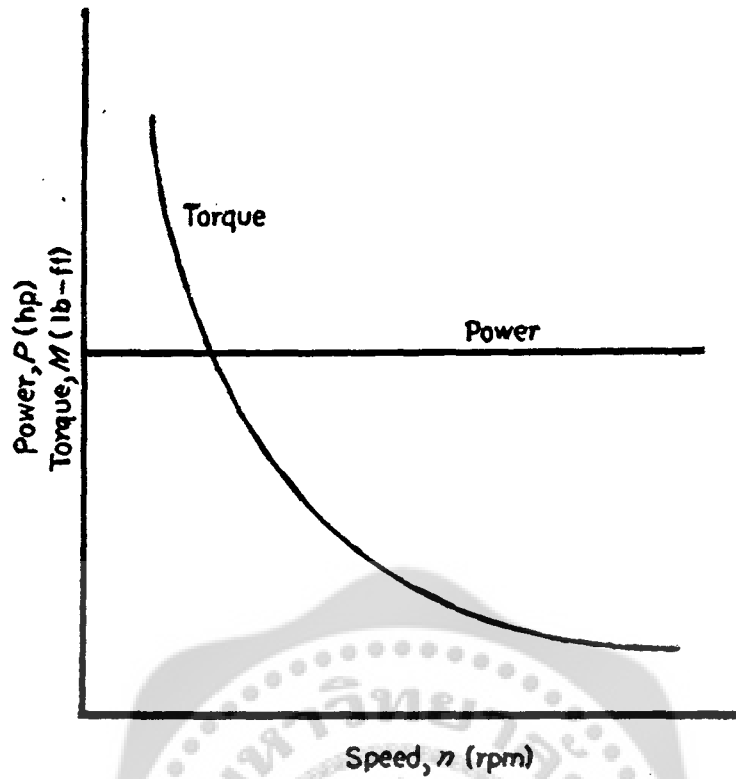
กราฟระหว่างกำลังและแรงบิดเทียบกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นเส้นโค้งคุณลักษณะของเครื่องยนต์ เช่นนี้จะเป็นเส้นตรงสำหรับกำลังที่เพลาน N และเป็นไฮเปอร์โบลาสำหรับแรงบิด M จากรูปที่ 10.1 สมการสำหรับคุณลักษณะของแรงบิดมีรูปแบบทั่วไปสามารถหาได้จาก

$$N = 2\pi M(n/60) \quad (10-1)$$

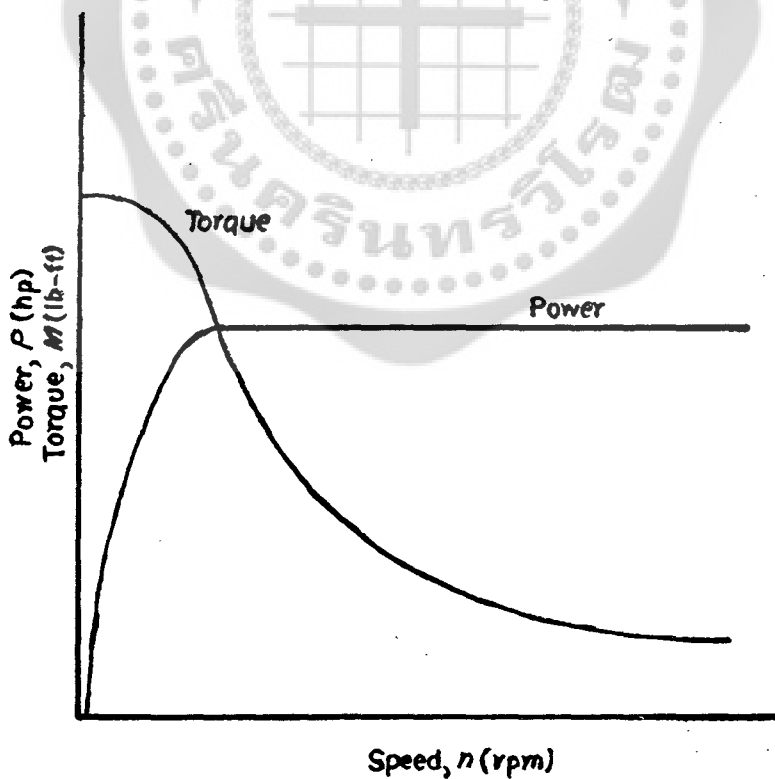
$$M = N/(2\pi n/60) = 9.55 N/n \quad (10-2)$$

เครื่องยนต์ของรถยนต์ที่ใช้กันจริงๆอาจจะมีคุณลักษณะแตกต่างออกไปจากนี้ โดยอาจจะมากกว่าหรือน้อยกว่าจากความต้องการในอุดมคติเหล่านี้ ในหัวข้อต่อไปนี้ เครื่องยนต์สันดาปภายในซึ่งเป็นเครื่องยนต์ส่วนใหญ่ของยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเองจะถูกนำมาพิจารณาในรายละเอียด เครื่องยนต์ประเภทอื่น ๆ จะกล่าวถึงอย่างย่อๆเพื่อเป็นการเปรียบเทียบ

10.2-1 เครื่องจักรไอน้ํา เครื่องจักรไอน้ําซึ่งผลิตกำลังสูงสุดที่ความเร็วต่ำมากๆมีคุณลักษณะที่ใกล้เคียงกับความต้องการที่สอดคล้องกับความต้องการในอุดมคติของเครื่องยนต์สำหรับยานยนต์ จากรูปที่ 10.2 เครื่องจักรเช่นนี้ไม่ต้องการชุดเฟืองทดในการเปลี่ยนความเร็วและสามารถติดตั้งกับเพลาลูกเบี้ยวของยานยนต์โดยตรง แม้ว่าจะมีคุณสมบัติเลิศเช่นนี้ แต่การใช้เครื่องจักรไอน้ําก็ถูกจำกัดอยู่กับการใช้งานกับรถไฟที่วิ่งบนรางเท่านั้น และน้อยครั้งมากที่จะพบว่ามี การนำมาใช้กับรถยนต์ เหตุผลหนึ่งก็คือเวลาที่ต้องใช้ในการทำให้เกิดไอน้ําที่จะใช้งานได้ ข้อเสียที่ 2 ของมันคือ มีอัตราส่วนกำลังต่อน้ําหนักต่ำ ซึ่งทั้ง 2 คุณสมบัตินี้เป็นปัจจัยหลักในการตัดสินใจของยานยนต์บนถนน



รูปที่ 10.1 คุณลักษณะในอุดมคติของเครื่องต้นกำลังที่เหมาะสมกับการขับเคลื่อนยานยนต์ แสดงกำลังที่เพลาคงที่ตลอดช่วงความเร็วทั้งหมด สิ่งนี้ทำให้เกิดเส้นแรงบิดเป็นพาราโบลาและมีแรงขับเคลื่อนสูงสำหรับการเร่งความเร็วในช่วงที่มีความเร็วต่ำ



รูปที่ 10.2 คุณลักษณะของเครื่องจักรไอน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้า โดยประมาณใกล้เคียงกับเส้นคุณลักษณะในอุดมคติสำหรับการขับเคลื่อนยานยนต์

10.2-2 มอเตอร์ไฟฟ้า มอเตอร์ไฟฟ้ามีคุณลักษณะของกำลังและแรงบิดใกล้เคียงกับความต้องการในอุดมคติสำหรับการขับเคลื่อนยานยนต์ด้วยเช่นกัน มีอยู่ 2 ลักษณะการใช้งานที่มอเตอร์ไฟฟ้าถูกนำมาใช้ในยานยนต์คือ

1. ในยานยนต์ที่ทำงานด้วยแบตเตอรี่ ส่วนใหญ่ใช้งานในอุตสาหกรรม ต้องการแรงขับเคลื่อนสูงที่ความเร็วต่ำมากๆ ในกรณีเหล่านี้มอเตอร์ไฟฟ้าจะเหมาะสมมาก แหล่งต้นกำลังคือแบตเตอรี่ ความสามารถของแบตเตอรี่จะเป็นตัวบอกถึงเวลาในการทำงานที่ยานยนต์เป็นอิสระจากฐานของมัน การใช้งานยานยนต์ที่มีแบตเตอรี่เป็นต้นกำลังถูกจำกัดให้อยู่กับการใช้งานในช่วงเวลาสั้นๆ เมื่อน้ำหนักไม่ใช้วัตถุประสงค์หลัก ความจริงแล้วน้ำหนักของแบตเตอรี่ก็เป็นข้อดี เช่น รถลาก(Tractor)อุตสาหกรรม และรถฟอร์คลิฟท์ เป็นต้น

2. รถรางไฟฟ้า ซึ่งพบใช้งานในระบบขนส่งในเมือง ทำงานด้วยกระแสลับที่จ่ายมาจากระบบสายไฟฟ้าที่อยู่เหนือศีรษะ ความดัดแปลงได้ง่ายที่ดีเยี่ยมของมอเตอร์ไฟฟ้าที่มีต่อความต้องการอัตราเร่งด้วยแรงบิดที่สูง ทำให้มันเป็นต้นกำลังในอุดมคติสำหรับรถโดยสารซึ่งมีคุณลักษณะหยุดบ่อยๆ ข้อดีที่ดีกว่าของมอเตอร์ไฟฟ้าที่มีต่อเครื่องยนต์สันดาปภายในยังไม่มียะไรมาเปรียบเทียบได้เลยในแง่

10.2-3 เครื่องยนต์สันดาปภายใน เป็นแหล่งกำเนิดกำลังที่เป็นไปได้สำหรับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเอง เครื่องยนต์สันดาปภายในมีคุณลักษณะของกำลังและแรงบิดเป็นที่ไม่น่าพอใจ และจะใช้ได้ก็ต่อเมื่อต้องมีระบบส่งกำลังเข้ามาทำงานร่วมเพื่อเพิ่มแรงบิด ซึ่งสิ่งนี้เป็นคุณลักษณะภายในของเครื่องยนต์เองที่ผลิตกำลังเป็นสัดส่วนกับความเร็ว ทำให้คุณลักษณะของกำลังและแรงบิดไม่เหมาะสมกับการขับเคลื่อนยานยนต์ แม้กระนั้นก็ตาม มีการใช้เครื่องยนต์อย่างกว้างขวางเป็นที่ยอมรับกันกับยานยนต์ที่ขับเคลื่อนไปได้ด้วยตนเองส่วนใหญ่เป็นเพราะว่าข้อดีของมันที่มีความพร้อมต่อการใช้งาน มีอัตราส่วนกำลังต่อน้ำหนักสูง และใช้เชื้อเพลิงที่ทำได้ง่าย

การใช้งานเครื่องยนต์มีอยู่ 2 อย่างที่แตกต่างกัน คือ

1. **การขับเคลื่อนโดยตรง** การขับเคลื่อนโดยตรงเป็นการใช้งานส่วนใหญ่ของยานยนต์ เครื่องยนต์ต่ออยู่กับระบบส่งกำลังโดยตรงเพื่อจะขับล้อขับ ระบบส่งกำลังอาจจะเป็นแบบเชิงกล(เลื่อนเฟือง)หรือไฮดรอลิค(แบบ Torque-Converter)

2. **การขับเคลื่อนทางอ้อม** เครื่องยนต์สันดาปภายในจะเป็นเพียงต้นกำลังขั้นต้นในแบบขับเคลื่อนทางอ้อม การขับเคลื่อนที่แท้จริงจะทำได้โดยใช้ระบบไฟฟ้าหรือระบบไฮดรอลิค

การขับเคลื่อนที่ใช้แบบเครื่องยนต์ร่วมกับไฟฟ้านำข้อดีของเครื่องยนต์สันดาปภายในกับข้อดีของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ต้องการมาทำงานร่วมกัน ประสิทธิภาพที่ค่อนข้างต่ำของระบบซึ่งมีเปลี่ยนรูปพลังงานถึง 2 ครั้งจะถูกปรับปรุงให้สูงขึ้นโดยเดินเครื่องยนต์ที่จุดที่เหมาะสมที่สุด การใช้วิธีการนี้ถูกจำกัดอยู่กับรถไฟและยานยนต์ในอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ ซึ่งข้อดีที่ได้จากความยืดหยุ่นของมอเตอร์ไฟฟ้าสมดุลกับการเพิ่มขึ้นของต้นทุนและน้ำหนักของระบบขับเคลื่อน

ในระบบขับเคลื่อนด้วยไฮดรอลิค เครื่องยนต์จะขับปั๊มไฮดรอลิคแบบ Constant Displacement สิ่งนั้นไฮดรอลิคที่มีความดันไปสู่ไฮดรอลิคมอเตอร์แบบ Variable Displacement ซึ่งต่ออยู่กับเพลาขับ ความดันและปริมาตรที่ไฮดรอลิคมอเตอร์จะมีความต้องการพอดีกับสภาวะการขับเคลื่อนชั่วขณะ การต่อใช้ร่วมกันซึ่งมีประสิทธิภาพ

ภาพต่อไปนี้จะถูกปรับปรุงโดยคุณลักษณะของกำลังและแรงบิดที่ดีเลิศของไฮดรอลิคมอเตอร์ มีการใช้งานเช่นนี้มากขึ้นในการใช้งานที่ต้องการแรงบิดสูงๆโดยไม่ต้องใช้การควบคุมความเร็วเป็นขั้นๆแบบชุดเฟืองทด

10.3 คุณลักษณะของเครื่องยนต์สันดาปภายใน

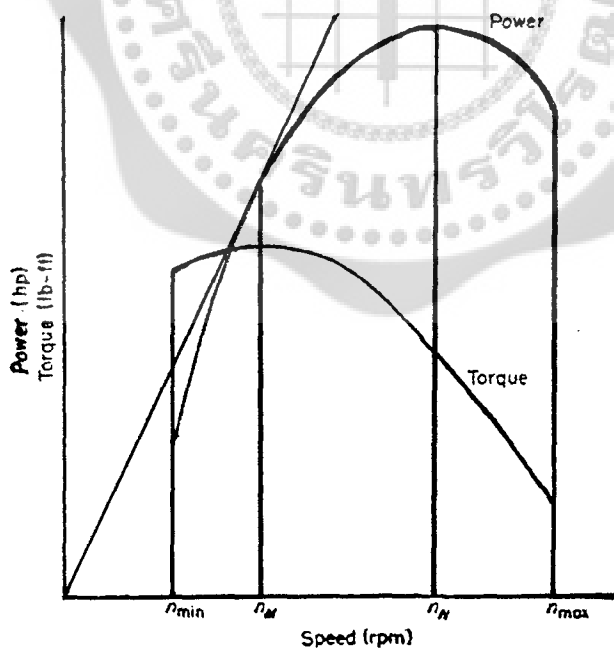
ไดอะแกรมคุณลักษณะของกำลังและแรงบิดของเครื่องยนต์แกสโซลีนได้แสดงไว้ในรูปที่ 10.3 ข้อมูลเบื้องต้นของเครื่องยนต์จะมีความสัมพันธ์กันตามสมการ

$$N = \frac{p_b l A n k}{x} = \frac{M n}{9.55} \quad (10-3)$$

จากสมการ (10-3) ความเป็นสัดส่วนระหว่างความดันเฉลี่ยประสิทธิภาพเบรค p_b กับแรงบิดของเครื่องยนต์จะมีค่าเป็น

$$M = k p_b \quad (10-4)$$

เมื่อ k คือตัวประกอบการเป็นสัดส่วน ความดันเฉลี่ยประสิทธิภาพเบรคไม่ใช่ค่าที่วัดออกมาได้ทางกายภาพ แต่เป็นส่วนกับความเร็วที่เกิดขึ้น ดังนั้นมันจึงเป็นฟังก์ชันของตัวประกอบในการออกแบบเครื่องยนต์และประสิทธิภาพต่าง ๆ มากมายหลายประการ จะสังเกตได้ว่ากำลังที่ผลิตออกมาจะเป็นฟังก์ชันของผลคูณ $n p_b$ ในขณะที่แรงบิดเป็นสัดส่วนกับ p_b เท่านั้น



รูปที่ 10.3 คุณลักษณะของเครื่องยนต์แกสโซลีนเมื่อเปิดลิ้นคันเร่งเต็มที่ แรงบิดสูงสุดได้ออกมาที่ความเร็ว n_N ซึ่งจะตรงกับจุดที่เส้นสัมผัสที่เขียนจากจุดกำเนิดสัมผัสกับเส้นกำลัง ความเร็วต่ำสุด n_{min} คือความเร็วเดินเบา (Idle Speed) ของเครื่องยนต์ จะได้แรงบิดสูงสุดที่กำลังค่อนข้างต่ำ คุณลักษณะทั้งคู่นี้เป็นความสามารถในการนำไปใช้งานได้ที่เร็วของเครื่องยนต์สันดาปภายในและชี้ให้เห็นว่าจำเป็นต้องมีการนำระบบส่งกำลังที่มีการเปลี่ยนเกียร์ได้เข้ามาใช้ร่วม

เครื่องยนต์แก๊สโซลีนเริ่มที่จะเดินเรียบที่ความเร็วต่ำสุดที่แน่นอนค่าหนึ่ง หรือที่ความเร็วเดินเบา(Idle Speed) n_{min} และผลิตกำลังส่วนเกินที่จะนำไปใช้ประโยชน์ที่ความเร็วสูงกว่าจุดนี้ เพราะฉะนั้นเมื่อถึงค่าคุณภาพการเผาไหม้ที่เหมาะสมที่สุดและความดันประสิทธิผลสูงสุดที่ความเร็วปานกลางก็จะผลิตแรงบิดสูงสุดของเครื่องยนต์ออกมา จุดนี้ถูกกำหนดในรูปที่ 10.3 เป็น n_M กำลังที่ส่งออกที่ความเร็วซึ่งค่อนข้างต่ำนี้ก็ค่อนข้างต่ำตามไปด้วย มีผลทำให้ความสามารถที่จะนำไปใช้งานได้ (Adaptability) ของเครื่องยนต์สันดาปภายในที่ใช้เป็นต้นกำลังของยานยนต์มีค่าต่ำ

ที่ความเร็วสูงกว่านี้ ความดันเฉลี่ยประสิทธิผลเบรคจะมีค่าลดลงเนื่องจากมีความสูญเสียที่ท่อร่วมไอดีเกิดขึ้นอย่างรวดเร็วเพราะฉะนั้นแรงบิดจึงเริ่มที่จะลดต่ำลง

กำลังที่เพลานี้ในช่วงนี้ค่อนข้างจะใกล้เคียงเส้นตรงโดยเป็นส่วนกับความเร็วที่เพิ่มขึ้นไปจนถึงจุดที่แรงบิดสูงสุด เมื่อเลยจุดนี้ไปแล้วอัตราการเพิ่มของกำลัง $\Delta N / \Delta n$ จะตกลงจนกระทั่งถึงจุดที่เกิดกำลังสูงสุดที่ n_N ตำแหน่งของ M_N และ n_N มักจะใช้บ่อยครั้งเป็นตัววัดคุณภาพและความสามารถที่จะนำไปใช้งานได้ของเครื่องยนต์สำหรับการใช้งานที่กำหนด

เมื่อความเร็วเลย n_N ไปแล้ว ผลจะปรากฏว่ากำลังจะลดลงเพราะฉะนั้นจะปรากฏตำแหน่งของความเร็วสูงสุดที่ยอมให้ทำงานได้ n_{max} ในการใช้งานกับยานยนต์จุดนี้ตามปกติจะตั้งไว้สูงกว่าจุดที่ให้กำลังสูงสุด แต่ยานยนต์ที่ถูกออกแบบสำหรับการขับเคลื่อนสูงๆจะถูกออกแบบให้ทำงานต่ำกว่าจุดนี้มาก เพราะว่าค่าแรงบิดซึ่งมีค่าสูงสุดโดยกำลังไม่ใช่ค่าสูงสุดนั้นเป็นตัวที่บ่งบอกถึงขีดจำกัดของสมรรถนะ

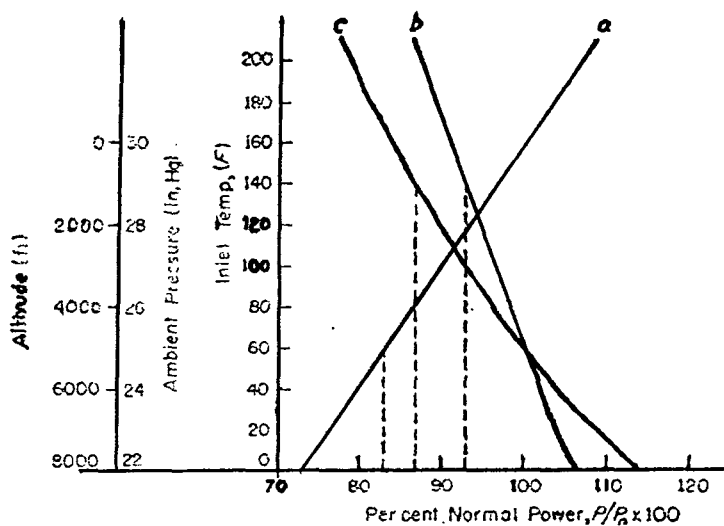
จุดที่ทำงานโดยมีการประหยัดสูงสุดจะตรงกับจุดที่มีความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะต่ำที่สุดโดยประมาณและจะตรงกับของความเร็วที่ให้แรงบิดสูงสุด เมื่อเลือกอัตราทดระบบส่งกำลังอย่างถูกต้อง จุดที่เหมาะสมที่สุดทางด้านประหยัดก็จะเป็นช่วงที่เครื่องยนต์ทำงานบ่อยครั้งที่สุด สิ่งนี้เป็นความจริงโดยเฉพาะอย่างยิ่งการทำงานที่รับภาระเพียงบางส่วน(Part-Load Operation) ซึ่งความแตกต่างของสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำเพาะมีค่าสูงมากเป็นพิเศษ

10.4 ผลของสภาวะบรรยากาศ

กำลังของเครื่องยนต์สูงสุดจะถูกผลิตออกมาโดยเป็นส่วนโดยตรงกับน้ำหนักของอากาศที่ถูกดูดเข้าไปสู่กระบอกสูบของเครื่องยนต์ เพราะฉะนั้นกำลังที่เพลาก็เป็นฟังก์ชันของสถานะของอากาศ

ในเครื่องยนต์แก๊สโซลีนจะพบว่ากำลังจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความดันบรรยากาศ (ซึ่งเปลี่ยนแปลงไปตามระดับความสูงจากระดับน้ำทะเลปานกลาง) และโดยประมาณจะเป็นสัดส่วนผกผันกับรากกำลังที่ 2 ของอุณหภูมิสัมบูรณ์ เพื่อให้เปรียบเทียบเครื่องยนต์บนพื้นฐานที่เป็นอิสระจากสภาวะบรรยากาศ ข้อมูลสมรรถนะจะถูกวัดด้วยการทดลองโดยใช้ไดนาโมมิเตอร์และทำการคำนวณซ้ำในสภาวะอากาศมาตรฐาน สภาวะอากาศมาตรฐานที่กำหนดโดย SAE คือ

1. อุณหภูมิ $T_0 = 520^\circ R (60^\circ F) \text{ หรือ } 289^\circ K (16^\circ c)$
2. ความดันบรรยากาศ $B_0 = 29.92 \text{ นิ้ว ปรอท หรือ } 760 \text{ มม.ปรอท (อากาศแห้ง)}$



รูปที่ 10.4 ผลของสภาวะของท่อทางดูดอากาศของคาร์บูเรเตอร์ที่มีต่อกำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์สันดาปภายใน กำลังตามปกติหมายถึงถึงพิกัดกำลังของเครื่องยนต์ที่สภาวะมาตรฐานของ SAE (16°c, 760 mm Hg) เส้นกราฟ a แสดงอัตราส่วนของกำลังเทียบกับความดันบรรยากาศรอบข้าง เส้นกราฟ b แสดงอัตราส่วนของกำลังเทียบกับอุณหภูมิในการดูดอากาศเข้าคาร์บูเรเตอร์ เส้นกราฟ c แสดงอัตราส่วนของกำลังเทียบกับอุณหภูมิในการดูดอากาศสำหรับเครื่องยนต์

ถ้ารู้กำลังของเครื่องยนต์ภายใต้สภาวะมาตรฐาน กำลังประสิทธิผลที่จะผลิตขึ้นภายใต้สภาวะใดๆจะคำนวณได้จากสมการ

$$N = N_0 \left[\frac{B - B_v}{B_0} \right] \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1/2} \quad (10-5)$$

เมื่อ N คือกำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์ภายใต้สภาวะบรรยากาศที่กำหนด (W), N_0 คือกำลังภายใต้สภาวะบรรยากาศมาตรฐานของ SAE (W), T คืออุณหภูมิของอากาศรอบข้าง (°K), B คือความดันบรรยากาศที่ท่อทางดูดของคาร์บูเรเตอร์ (มม.ปรอท), B_v คือความดันไอของอากาศ (มม.ปรอท) และ B_0 คือความดันบรรยากาศมาตรฐานของ SAE มีค่า 760 มม.ปรอท

ผลของความชื้นในอากาศซึ่งแสดงในสมการ (10-3) ด้วยความดันไอ B_v เป็นที่ยอมรับภายใต้สภาวะที่ต้องการความละเอียดมาก แต่ตามปกติมักจะตัดทิ้งไปในการคำนวณสมรรถนะโดยทั่วไป

ในเครื่องยนต์ดีเซลผลของสภาวะบรรยากาศของกำลังที่เพลลาจะยิ่งซับซ้อนมากกว่า เนื่องจากไม่ใช่เพียงอากาศเท่านั้นที่ถูกดูดเข้ากระบอกสูบ ตามความเป็นจริงแล้วจะมีก๊าซไอเสียจากกระบวนการเผาไหม้ร่วมด้วย เพราะฉะนั้นข้อมูลสำหรับสูตรมาตรฐานจะเป็นฟังก์ชันของตัวแปรจำนวนมาก ซึ่งเกี่ยวข้องกับคุณลักษณะจำเพาะของเครื่องยนต์ที่จะคำนวณ เช่น ขนาดของเครื่องยนต์, คุณภาพของกระบวนการผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ, ฯลฯ สำหรับการประมาณอย่างหยาบๆ สมการสำหรับการแก้ไขต่อไปนี้สามารถใช้ได้กับเครื่องยนต์แบบจุดระเบิดโดยกำลังอัด (C.I. Engine)

$$N = N_0 \left[\frac{B - B_v}{B_0} \right] \left(\frac{T_0}{T} \right) \quad (10-6)$$

สภาวะบรรยากาศสามารถเปลี่ยนแปลงกำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์ได้อย่างง่ายดาย อาจสูงถึง 25% ที่เป็นเช่นนี้เพราะว่าอุณหภูมิอากาศที่ถูกดูดเข้าเครื่องยนต์ภายใต้ฝากระป๋องอาจสูงถึง 93°C หรือสูงกว่านั้น และความดัน

ของการดูอากาศอาจลดลงโดยการที่อยู่ระดับสูง แม้ว่าจะเป็นการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งในงานประจำวันก็อาจจะทำให้กำลังของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปถึง 10%

ผลของสภาวะอากาศและระดับความสูงที่มีต่อกำลังของเครื่องยนต์ถูกแสดงเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 10.4 จากกราฟจะเปรียบเทียบขนาดของตัวประกอบเหล่านี้ได้

ตัวอย่าง 10.1 จงหาอัตราส่วนของกำลังของเครื่องยนต์ที่ระดับความสูง 5000 ฟุต(1524 ม.) และอุณหภูมิอากาศที่ดูดเข้าเครื่องยนต์ 140 ฟ.(60°ซ.) สำหรับเครื่องยนต์แก๊สโซลีนและดีเซล

วิธีทำ เครื่องยนต์แก๊สโซลีน

$$N = 0.83 \times 0.93 N_0 = 0.77 N_0 \quad \text{ตอบ}$$

เครื่องยนต์ดีเซล

$$N = 0.83 \times 0.87 N_0 = 0.72 N_0 \quad \text{ตอบ}$$

10.5 การสูญเสียให้แก่ระบบช่วยของเครื่องยนต์

ไดอะแกรมสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ส่งให้แก่นักออกแบบยานยนต์ตามปกติมักจะแสดงกำลังเรียกว่ากำลังของเครื่องยนต์ตัวเปล่า ("Bare" Engine) เนื่องจากไม่มีค่านิยามที่เป็นที่ยอมรับกันโดยทั่วไปของเทอมนี้การพิจารณาในแต่ละกรณีควรจะทำอย่างระมัดระวังซึ่งต้องการผลลัพธ์ที่แม่นยำของสภาวะภายใต้การวัดของไดนาโมมิเตอร์ซึ่งจะได้ออกมาอย่างถูกต้องจากการทดสอบในห้องทดลอง

โดยทั่วไปสมรรถนะของเครื่องยนต์ตัวเปล่าเป็นของเครื่องยนต์ที่ปลดเอาอุปกรณ์ที่กินกำลังต่างๆและอุปกรณ์ช่วยต่างๆที่ไม่จำเป็นต่อการทำงานของเครื่องยนต์ออกไปทั้งหมด และอุปกรณ์ช่วยต่างๆเช่นนั้นขึ้นอยู่กับการออกแบบของแต่ละบุคคลและความต้องการในการใช้งาน

เพื่อให้ได้กำลังที่แท้จริงจากเพลาค้อเหียง กำลังที่สูญเสียไปกับอุปกรณ์กินกำลังและอุปกรณ์ช่วยต่างๆเหล่านั้นจะถูกนำมาหักออกจากกำลังตัวเปล่าที่ได้จากไดอะแกรม จะได้ไดอะแกรมใหม่ซึ่งแสดงกำลังประสิทธิผลที่จะนำไปใช้งานได้จริง

อุปกรณ์กินกำลังและอุปกรณ์ช่วยต่างๆที่พบในการใช้งานยานยนต์ตามปกติมีดังต่อไปนี้

1. ปั๊มและจานจ่าย การขับปั๊มน้ำ, ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง, ปั๊มน้ำมันเครื่อง และจานจ่ายรวมกันเป็นกลุ่มพิเศษ เพราะว่าตามปกติมันจะถูกขับด้วยชิ้นส่วนภายในในเรือนสูบของเครื่องยนต์ ดังนั้นกำลังที่ต้องใช้กับส่วนประกอบเหล่านี้จึงรวมอยู่ในไดอะแกรมสมรรถนะเครื่องยนต์ตัวเปล่าอยู่แล้ว ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงบางครั้งก็เป็นข้อยกเว้น เพราะว่าอาจจะใช้การไหลด้วยความโน้มถ่วงได้ ทำให้การใช้ปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิงเป็นสิ่งที่ไม่จำเป็น

2. ท่อเก็บเสียง ท่อเก็บเสียงทำให้เกิดความดันตีกลับ (Back Pressure) ในระบบไอเสียและดังนั้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียกำลังไปในการผลักดันผ่านก๊าซที่ถูกเผาไหม้ การสูญเสียนี้เป็นสัดส่วนกับกำลัง 2 ของความเร็วของเครื่องยนต์และขึ้นอยู่กับความต้านทานของท่อเก็บเสียง ซึ่งอาจจะสูญเสียกำลังไปถึง 12% ของกำลังสูงสุดที่เพล่า ในเครื่องยนต์สมรรถนะสูงจะใช้ท่อเก็บเสียง 2 ท่อเพื่อลดความสูญเสียนี้ให้เหลือครึ่งเดียว

3. หม้อกรองอากาศ เนื่องจากหม้อกรองอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดความต้านทานที่จำเป็นในเส้นทาง การดูดไอดี มันจะทำให้เกิดการสูญเสียกำลังเป็นสัดส่วนกับกำลัง 2 ของความเร็วของเครื่องยนต์ ขึ้นอยู่กับความต้านทาน การไหลของมัน ค่าเฉลี่ยกำลังที่สูญเสียของหม้อกรองอากาศของรถแข่งมีค่าอยู่ประมาณ 3% ของกำลังสูงสุดที่เพลลา

4. เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องการกำลังไม่คงที่ ขึ้นอยู่กับภาระชั่วขณะในวงจรไฟฟ้า ที่ภาระไฟฟ้าคงที่ คุณลักษณะของความสิ้นเปลืองกำลังของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะมีความสัมพันธ์เป็นเชิงเส้นกับความเร็ว สำหรับรถแข่งทั่วไป เครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องการกำลังประมาณ 2 hp ที่กำลังเพลลาสูงสุด

5. พัดลม กำลังที่ต้องการของพัดลมระบายความร้อนเป็นสัดส่วนกับกำลัง 3 ของความเร็ว เป็นแหล่งสูญเสียกำลังที่มีค่าสูงที่ความเร็วสูงมาก ๆ รูปร่างของตะแกรงหน้ากระบังต้ออากาศและความเร็วในการใช้งานของยานยนต์จะมีผลที่สำคัญต่อสมรรถนะของพัดลม สำหรับยานยนต์ความเร็วสูง การไหลตามธรรมชาติของอากาศก็มักจะทำให้เกิดผลการระบายความร้อนที่เพียงพอแล้ว ความจริงแล้วการออกแบบสมัยใหม่ได้ทำให้เป็นไปได้ที่พัดลมจะตัดต่อกำลังเองโดยอัตโนมัติเมื่อไม่ต้องการให้ทำงาน เช่น เมื่อวิ่งด้วยความเร็วสูง และเมื่อสตาร์ทเครื่องในขณะที่สภาวะอากาศเย็น เป็นต้น ในทางตรงกันข้าม ยานยนต์ที่ตามปกติทำงานที่ความเร็วต่ำหรือทำงานเป็นช่วงๆ ในสภาพที่อยู่กับที่ จะต้องอาศัยการทำงานของพัดลมทำให้เกิดการระบายความร้อน เนื่องจากการไหลของอากาศที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของยานยนต์นั้นเกิดขึ้นน้อยมาก ในการประมาณอย่างหยาบๆ สำหรับเครื่องยนต์รถแข่งโดยเฉลี่ยต้องการพัดลมโดยมีการสูญเสียกำลังประมาณ 4 hp ที่ความเร็วปานกลาง กำลังที่ต้องการจะเพิ่มขึ้นประมาณ 8 เท่า เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น 2 เท่า

6. ปั๊มไฮดรอลิก การใช้ปั๊มไฮดรอลิกเพื่อจัดเตรียมกำลังสำหรับอุปกรณ์ที่หน้าที่ช่วยนั้นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในรถแข่ง ความดันของน้ำมันไฮดรอลิกจะใช้กับพวงมาลัยเพาเวอร์ ในขณะที่อุปกรณ์ที่ทำงานด้วยน้ำมันไฮดรอลิกสำหรับยานยนต์การเกษตรและยานยนต์อุตสาหกรรมนั้นเป็นอุปกรณ์มาตรฐาน

กำลังที่สูญเสียไปกับปั๊มไฮดรอลิกจะคำนวณได้จากสมการ

$$N = \frac{Qp}{\eta} \quad (10-7)$$

เมื่อ Q คืออัตราการไหลออกจากปั๊ม (m^3/s), p คือความดัน (N/m^2) และ η คือประสิทธิภาพรวมของปั๊ม ซึ่งตามปกติมีค่าประมาณ 75% คุณลักษณะการสิ้นเปลืองกำลังของปั๊มโดยพื้นฐานแล้วจะเป็นเส้นตรง เป็นสัดส่วนกับความเร็ว ที่ความเร็วสูงมากๆ ประสิทธิภาพของปั๊มจะลดลง มีผลให้สิ้นเปลืองกำลังมากขึ้น

การหาว่าควรหักกำลังของปั๊มออกจากกำลังตัวเปล่าของเครื่องยนต์เป็นจำนวนเท่าใด การพิจารณาจะต้องกำหนดการแปรผันของความต้องการกำลังของปั๊มตามสภาพการขับเคลื่อน เช่น พวงมาลัยเพาเวอร์กับอุปกรณ์ช่วยอื่นๆจะมีค่าการสิ้นเปลืองกำลังสูงถึงค่าสูงสุดเมื่อยานยนต์อยู่กับที่ และแสดงให้เห็นว่าความต้องการกำลังจะลดลงที่ความเร็วในการขับเคลื่อนตามปกติ

กำลังสำหรับอุปกรณ์ทั้งหลายควรจะต้องหาค่าสำหรับการใช้งานแต่ละอย่างด้วยความระมัดระวัง แล้วเขียนเป็นกราฟเทียบกับความเร็วของเครื่องยนต์ การรวมทางกราฟในขั้นสุดท้ายจะเป็นการลบออกจากไดอะแกรมกำลังเครื่องยนต์ตัวเปล่า ผลลัพธ์ที่ได้ก็คือกำลังประสิทธิภาพที่ส่งไปสู่เพลลาขับของระบบส่งกำลัง

10.6 คุณลักษณะของระบบส่งกำลัง

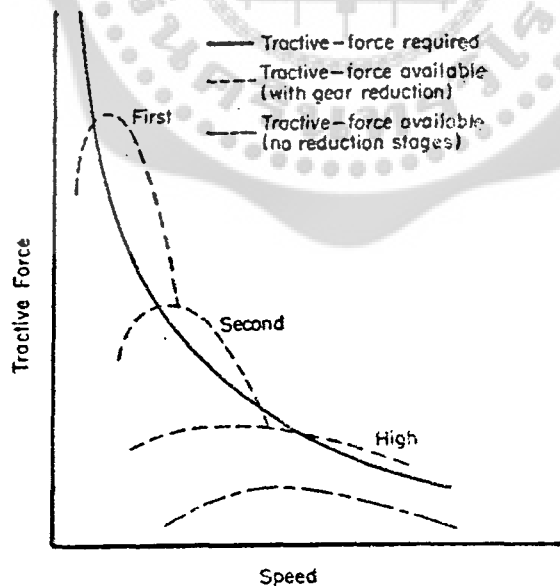
ได้แสดงในหัวข้อที่ผ่านมาแล้วว่าเครื่องยนต์สันดาปภายในตัวมันเองนั้นไม่เหมาะสมกับการขับเคลื่อนยานยนต์ เพราะว่าแรงบิดที่ต้องการในการขับเคลื่อนในตอนแรกนั้นต้องอาศัยความช่วยเหลือจากระบบส่งกำลังซึ่งเปลี่ยนเกียร์ได้ หน้าที่ของระบบส่งกำลังคือเปลี่ยนความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและความเร็วที่เป็นกำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์ไปสู่รูปแบบซึ่งใกล้เคียงกับความต้องการในการขับเคลื่อนมากที่สุด ดูรูปที่ 10.5 การเปลี่ยนรูปกระทำดังต่อไปนี้

1. ด้วยตัวระบบส่งกำลังเอง ซึ่งมันสามารถอยู่ในรูปแบบการเลื่อนเฟืองด้วยมือหรือเป็นส่วนที่ประกอบด้วยระบบเฟืองทดกับระบบไฮดรอลิก คือ Fluid Coupling หรือ Torque Converter อัตราทดเกียร์จะต้องถูกเลือกอย่างถูกต้องในจำนวนและขนาด ถ้าจะให้ได้ผลตามความต้องการออกมา

2. โดยชุดเฟืองท้าย ซึ่งตามปกติจะมีอัตราทดคงที่อยู่ระหว่าง 3.5 - 6.5 โดยผ่าน Hypoid Gear คู่หนึ่ง อัตราทดเฟืองท้ายจะหาได้จากความต้องการในทางปฏิบัติ ตามปกติขับโดยตรง (ไม่มีการทด) ผ่านชุดเฟืองส่งกำลังในเกียร์สูง

3. สำหรับยานยนต์ที่ต้องการแรงบิดสูงมากกว่าความเร็วต่ำ ตามปกติจะมีชุดเฟืองทดเพิ่มเติมติดไว้ที่ล้อขับเพิ่มเป็นพิเศษ

การถ่ายทอดกำลังระหว่างเพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์กับล้อขับจะมีปัจจัยต่อไปนี้ เป็นสิ่งที่ทำให้เกิดการสูญเสียกำลัง



รูปที่ 10.5 การเปรียบเทียบแรงขับเคลื่อนที่ต้องการของยานยนต์และแรงขับเคลื่อนที่ให้กับล้อโดยเครื่องยนต์ เส้นกราฟแสดงให้เห็นว่าคุณลักษณะพื้นฐานของเครื่องยนต์จะให้แรงขับเคลื่อนที่ต้องการโดยจัดเตรียมการทดความเร็ว 3 ชั้น หรือมากกว่า ในการส่งกำลัง ความแตกต่างระหว่างคุณลักษณะ “เกียร์สูง” กับ “ไม่มีชุดเฟืองทด” เกิดขึ้นเนื่องจากการทดความเร็วที่ชุดเฟืองท้าย

1. ประสิทธิภาพของคลัทช์ มีค่าอยู่ประมาณ 90%

2. การสูญเสียกำลังที่ชุดเฟืองทด เกิดขึ้นจากความผิดระหว่างเฟืองและความสูญเสียเนื่องจากการตีน้ำมัน ความผิดของเฟืองเป็นส่วนสำคัญกับกำลังที่ถ่ายทอด และขึ้นอยู่กับความละเอียดของผิวเฟือง (Surface Finish) และคุณภาพของการหล่อขึ้น การสูญเสียเนื่องจากการตีน้ำมันโดยประมาณแล้วจะเป็นสัดส่วนกับกำลัง 3 ของความเร็ว และเป็นฟังก์ชันของความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ปัจจัยเหล่านี้ทำให้ประสิทธิภาพระบบส่งกำลังโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 95 - 97% สำหรับเฟืองแต่ละคู่ รวมอัตราทดของชุดเฟืองท้ายด้วย ประสิทธิภาพของ Torque Converter จะแปรผันไปกว้างกว่าตามสภาวะการทำงาน และจะกล่าวถึงในบทหน้า

3. ประสิทธิภาพของลูกปืนและข้อต่อ สำหรับรถเก๋งจะสมมติว่ามีค่าอยู่ประมาณ 98 - 99%

4. การสิ้นเปลืองของล้อ ล้อขับหมุนไป 1 รอบจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบ Translation น้อยกว่าเส้นรอบวงของวงกลมที่มีรัศมีเท่ากับรัศมีการกลิ้งของล้อ ความแตกต่างนี้ได้อธิบายไว้ว่าเป็นการสิ้นเปลืองของล้อขับ (บทที่ 2) และส่วนใหญ่ขึ้นอยู่กับธรรมชาติและสภาวะของผิวสัมผัส ผลอันนี้จะแสดงถึงประสิทธิภาพการขับเคลื่อน หรือตัวประกอบการสิ้นเปลือง ซึ่งค่าของมันมีค่าประมาณ 95 - 98% สำหรับพื้นผิวทางหลวงตามปกติ

ประสิทธิภาพทั้งหมดของระบบขับเคลื่อนตั้งแต่เพลาลูกเบี้ยวของเครื่องยนต์จนถึงล้อขับจะมีค่าเท่ากับผลคูณของตัวประกอบประสิทธิภาพเหล่านั้นทั้งหมด ต่อไปนี้เป็นค่าประสิทธิภาพรวมโดยเฉลี่ยสำหรับยานยนต์ที่เป็นเกียร์ธรรมดา

1. ในเกียร์ขับตรง 90%

2. ในเกียร์อื่นๆ 85%

3. การขับเคลื่อนโดยมีอัตราทดสูงมากๆ (มี Final Drive) 75 - 80%

กำลังที่สูญเสียในระบบส่งกำลังจะกลายเป็นความร้อนของน้ำมันในชุดเฟืองทด, ลูกปืน และชิ้นส่วนอื่น ๆ ที่ต่ออยู่กับระบบส่งกำลัง ความร้อนนี้จะถ่ายเทอย่างต่อเนื่องไปสู่อากาศภายนอกโดยการพาและการแผ่รังสี

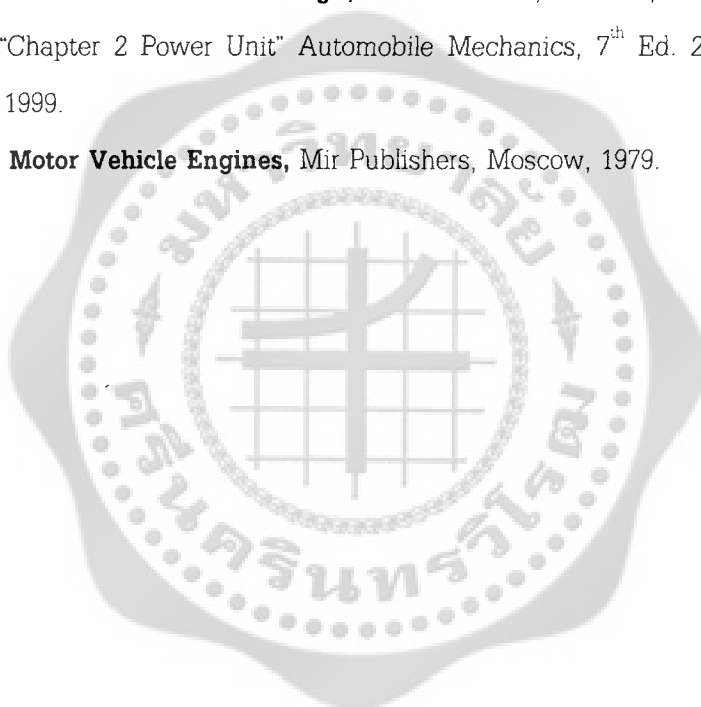
ในบทหน้าจะแสดงการติดตั้งเครื่องยนต์ที่เหมาะสมกับรถเก๋งและรถบรรทุกอุตสาหกรรม และทำการคำนวณในรายละเอียดของผลที่เกิดขึ้นกับสมรรถนะของยานยนต์

เอกสารอ้างอิง

1. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles** : Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.
2. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม

1. บัญชา คังตระกูล "บทที่ 2 เครื่องยนต์" กลศาสตร์ยานยนต์ 1 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มศว. องค์กรฯ, นครนายก, 2542.
2. Artamonov, M. D., Ilarionov, V. .A. and Morin, M. M. "Part one Theory of Automobile Engines" **Motor Vehicles Fundamentals and Design**, Mir Publishers, Moscow, 1976.
3. Giri, N. K. "Chapter 2 Power Unit" Automobile Mechanics, 7th Ed. 2nd Reprint, Khanna Publishers, New Delhi, 1999.
4. Khovakh, M. **Motor Vehicle Engines**, Mir Publishers, Moscow, 1979.



แบบฝึกหัดที่ 10

1. เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนเครื่องหนึ่งผลิตแรงบิดได้ 250 N.m ที่ 3000 rpm จงคำนวณหากำลังที่เครื่องยนต์นี้ผลิตได้
2. ในการทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 สูบ 4 จังหวะ ขนาด Bore x Stroke = 80 x 80 mm ได้ผลการทดสอบคือ ความดันเฉลี่ยประสิทธิผล 7.02 bar ความเร็วรอบ 3000 rpm จงหา กำลังและแรงบิดที่เครื่องยนต์ผลิตออกมาได้
3. ถ้าเครื่องยนต์ในข้อที่ 1. ทำการทดสอบโดยมีอุณหภูมิเข้าท่อทางดูดเป็น 60°C ความดันบรรยากาศ 750 มม.ปรอท จงหา กำลังตามมาตรฐาน SAE โดยไม่คิดความดันไอของอากาศ
4. ถ้าเครื่องยนต์ในข้อที่ 1. ทำการทดสอบที่ระดับความสูง 1219 เมตร(4000 ฟุต)จากระดับน้ำทะเล และอุณหภูมิเข้าท่อทางดูดของอากาศเป็น 60°C จงหา กำลังตามมาตรฐาน SAE
5. เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ ซึ่งให้กำลังสูงสุด 200 bhp(SAE) ที่ 4250 rpm และให้แรงบิดสูงสุด 380 N.m ที่ 2000 rpm เครื่องหนึ่งถูกนำไปใช้งานในภูมิภาคที่อยู่สูงกว่าระดับน้ำทะเล 600 m ซึ่งความดันบรรยากาศเป็น 710 mm Hg โดยอุณหภูมิของอากาศที่ถูกดูดเข้าเครื่องยนต์เป็น 65°C จงหา
 - (1) กำลังประสิทธิผล (N_u) สูงสุดที่จะได้จากเครื่องยนต์
 - (2) แรงบิดประสิทธิผล (M_u) ที่กำลังประสิทธิผลสูงสุด
 - (3) กำลังประสิทธิผลที่แรงบิดสูงสุด
 - (4) แรงบิดประสิทธิผลสูงสุด

แผนการสอน

บทที่ 11 การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์

ความคิดหลัก

ในบทที่ 10 เป็นการวิเคราะห์คุณลักษณะของสมรรถนะที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ที่จะนำมาใช้กับยานยนต์ ในบทนี้จะเป็นการนำหลักการต่างๆเหล่านั้นมาใช้ในการวิเคราะห์หาสมรรถนะที่สำคัญของยานยนต์โดยพิจารณาจากเครื่องยนต์ คือ กำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์ ชีตจำกัดของแรงขับเคลื่อน ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน และอัตราเร่งของยานยนต์

วัตถุประสงค์

เพื่อให้นิสิตสามารถวิเคราะห์คำนวณหา กำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์ ชีตจำกัดของแรงขับเคลื่อน ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน และอัตราเร่งของยานยนต์ เมื่อพิจารณาจากคุณลักษณะของเครื่องยนต์และระบบส่งกำลัง เมื่อจบบทเรียน นิสิตควรจะสามารถ

1. วิเคราะห์คำนวณหา กำลังประสิทธิผลของยานยนต์
2. วิเคราะห์คำนวณหา ชีตจำกัดสมรรถนะที่สำคัญของยานยนต์
3. เข้าใจหลักการวิเคราะห์คำนวณที่แตกต่างกัน ระหว่างระบบขับเคลื่อนเกียร์ธรรมดา กับระบบ

เกียร์อัตโนมัติ

กิจกรรมการเรียนการสอน

1. แจกเอกสารประกอบการสอน
2. ชี้แจงเนื้อหาสาระของบทเรียน
3. บรรยาย อภิปราย สราธิต และยกตัวอย่างประกอบ
4. สอบถามความเข้าใจ
5. มอบหมายงาน
6. ทดสอบย่อย

สื่อการเรียนการสอน

1. เอกสารประกอบการสอน และแบบทดสอบย่อย
2. แผ่นใส และเครื่องฉายภาพข้ามศีรษะ
3. ชุดสราธิต Torque Converter และเกียร์อัตโนมัติ
4. ชุดสราธิตผ่าระบบส่งกำลังเกียร์ธรรมดา

การวัดผล ประเมินผล

1. วัดความรู้ ความเข้าใจในเนื้อหาด้วยการถาม-ตอบ อภิปรายกลุ่มในระหว่างการเรียนการสอน โดยสังเกตจากการตอบคำถาม การอภิปรายกลุ่ม และการทำแบบฝึกหัด
2. งานที่ได้รับมอบหมาย
3. การทดสอบย่อย

เนื้อหาสาระ

บทที่ 11 การวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์

- 11.1 นำบท
- 11.2 กำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์
- 11.3 แรงขับเคลื่อนและขีดจำกัด
- 11.4 ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน
- 11.5 อัตราเร่ง

เอกสารอ้างอิง

เอกสารอ่านประกอบเพิ่มเติม
แบบฝึกหัด

การวิเคราะห์สมรรถนะ ของยานยนต์

11.1 นำบท

คุณลักษณะของสมรรถนะที่เหมาะสมของเครื่องยนต์ที่จะนำไปใช้กับยานยนต์ที่ใช้ล้อได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 10 ในบทนี้จะกล่าวถึงการเลือกเครื่องยนต์ในเชิงออกแบบเป็นตัวอย่าง และจะพิจารณาในเชิงวิเคราะห์สมรรถนะของยานยนต์

การคำนวณสมรรถนะได้แสดงไว้กับยานยนต์ 2 ตัวอย่าง คือ

1. รถเก๋งซึ่งใช้เกียร์ธรรมดา 3 จังหวะ
2. รถบรรทุกอุตสาหกรรม ซึ่งใช้ระบบส่งกำลังแบบ Torque Converter โดยมีเกียร์สูงกับเกียร์ต่ำ

วิธีการจะเน้นไปที่เทคนิคการคำนวณและแสดงข้อดีของการนำเสนอผลของสมรรถนะด้วยกราฟ

รายละเอียดจำเพาะทางเทคนิค (Specification) ของยานยนต์ที่สมมติขึ้นทั้ง 2 คัน กำหนดไว้ในตารางที่ 11.1

11.2 กำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์

วิธีพื้นฐานสำหรับหาค่ากำลังประสิทธิผลของเครื่องยนต์สำหรับรถเก๋งกับรถบรรทุกอุตสาหกรรมนั้นเหมือนกัน กำลังที่เพลา N_0 ของเครื่องยนต์ตัวเปล่าที่สภาวะอากาศมาตรฐานของ SAE ได้แสดงเป็นฟังก์ชันของความเร็วไว้ในรูปที่ 11.1 และ 11.2 เพื่อหาค่ากำลังที่ใช้งานได้ กำลัง N_0 ที่สภาวะอากาศมาตรฐานจะถูกแก้ไขให้เป็นกำลังตามสภาวะอากาศที่ทำงานจริง ข้อสำคัญคือจะต้องสังเกตว่าอุณหภูมิที่ท่อทางดูดของคาร์บูเรเตอร์ภายใต้ฝากระโปรงของเครื่องยนต์อาจสูงมากกว่าอุณหภูมิของอากาศรอบข้างมากทีเดียว นักออกแบบอาจใช้ประสบการณ์ที่ผ่านมาเป็นแนวทางในการนี้เช่นนี้ได้

สำหรับตัวอย่างทั้ง 2 อุณหภูมิที่อากาศไหลเข้าท่อทางดูดจะสมมติเป็น 60°ซ. (140°ฟ.) และความดันเป็น 752 มม.ปรอท (29.6 นิ้ว ปรอท) ความดันไอของอากาศไม่น่ามาคิด ($B_v = 0$) จากสมการ (10-5) บทที่ 12 กำลังที่แก้ไขแล้วคือ

$$N = N_0 \left[\frac{752}{760} \right] \left(\frac{289}{333} \right)^{1/2} = 0.922N_0 \quad (11-1)$$

ตารางที่ 11.1 รายละเอียดทางเทคนิคของยานยนต์

รถเก๋ง

ข้อมูลน้ำหนัก น้ำหนักรวมของยานยนต์เมื่อรับภาระคือ 17 800 N (4,000 lb) การกระจายน้ำหนักให้แก่เพลาล้อหน้าและเพลาล้อหลังเท่ากัน ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง คือ $H = 0.25 L$ เมื่อ L คือระยะฐานล้อ

ข้อมูลเครื่องยนต์ กำลังเพลลาของเครื่องยนต์ตัวเปล่า N_0 เป็นสภาวะมาตรฐานของ SAE ในรูปที่ 11.1 กำลัง N_{au} ซึ่งเปลี่ยนแปลงไปกับอุปกรณ์ช่วยได้เขียนเป็นกราฟซึ่งเป็นฟังก์ชันของความเร็วของเครื่องยนต์ไว้ในรูปเดียวกัน

ข้อมูลระบบส่งกำลัง ชุดเฟืองทดเป็นแบบเกียร์ 3 จังหวะ เปลี่ยนเกียร์ด้วยมือ ชุดเฟืองท้ายใช้ Hypoid Gear Box อัตราทดเกียร์และประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังมีดังต่อไปนี้

	เกียร์		
	หนึ่ง	สอง	สูง
อัตราทดเกียร์	2.6:1	1.6:1	1.1:1
อัตราทดชุดเฟืองท้าย	3.6:1	3.6:1	3.6:1
อัตราทดรวม	9.36:1	5.76:1	3.6:1
ประสิทธิภาพรวม	0.85	0.85	0.90

ข้อมูลของยาง รัศมีการกลิ้งของยางขนาด 6.75-15 คือ $r = 0.343$ m (13.5 in.)

ข้อมูลความต้านทานของอากาศ พื้นที่หน้าส่วนหน้า $A = 2.323$ ตร.ม. (28 ตร.ฟุต), สัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ $c_d = 0.5$

รถบรรทุกอุตสาหกรรม

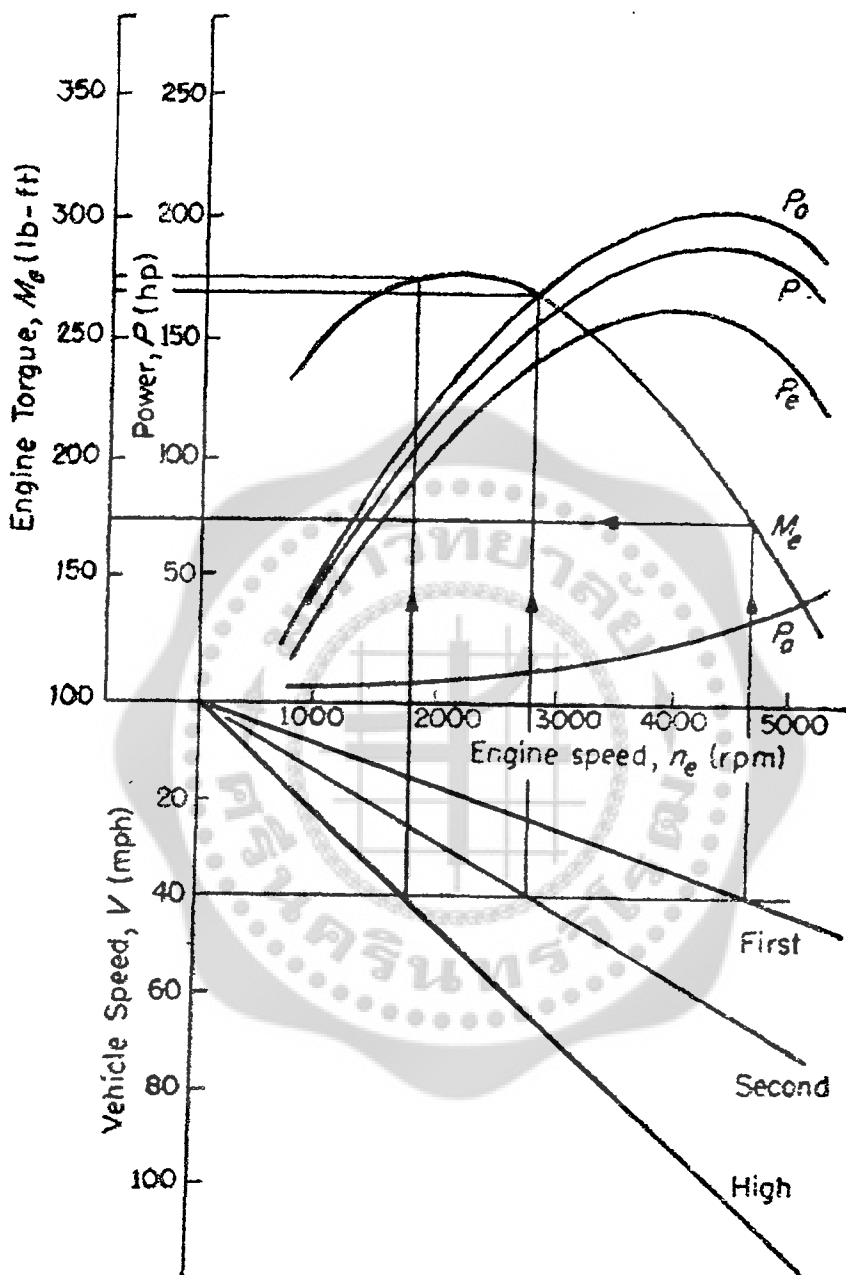
ข้อมูลน้ำหนัก น้ำหนักรวมของรถบรรทุกเมื่อรับภาระคือ 66 750 N (15,000 lb)

ข้อมูลเครื่องยนต์ กำลังที่เพลลาตัวเปล่า N_0 ที่สภาวะมาตรฐาน SAE ถูกเขียนเป็นกราฟพร้อมกับกำลังที่เปลี่ยนแปลงไปกับอุปกรณ์ช่วย N_{au} ในรูปที่ 11.2

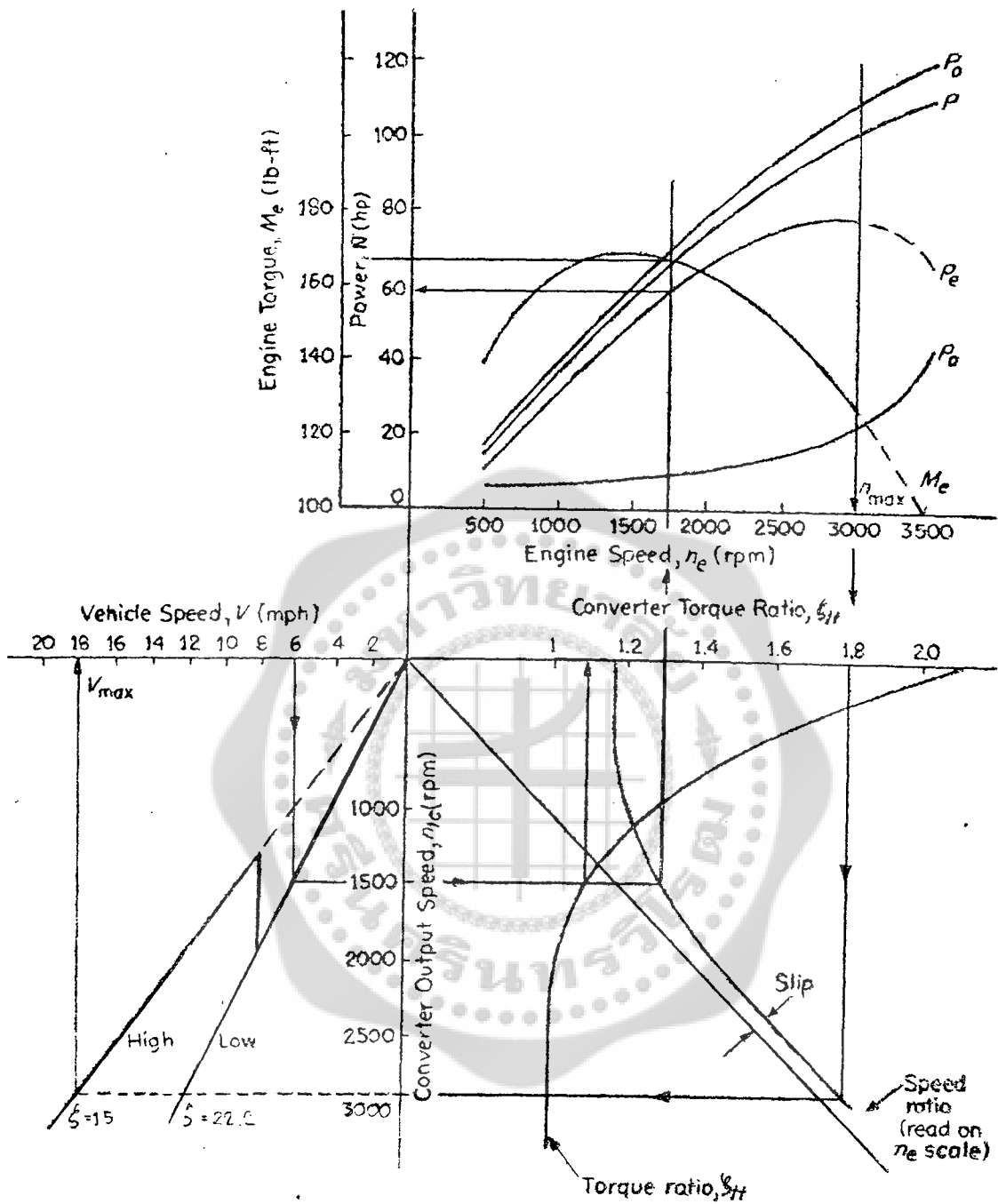
ข้อมูลระบบส่งกำลัง ระบบส่งกำลังเป็น Torque Converter โดยมีชุดเฟืองทดอัตโนมัติ 2 จังหวะ อัตราส่วนระหว่างเพลลาขับกับเพลลาตามและการขยายแรงบิดได้เขียนเป็นกราฟซึ่งเป็นฟังก์ชันของความเร็วเพลลาตามไว้ในรูปที่ 11.2 การขยายแรงบิดที่ Stall Speed คือ 2.1 อัตราทดเพิ่มเติมได้จากชุดเฟืองท้ายของยานยนต์ดังต่อไปนี้

	เกียร์	
	หนึ่ง	สอง
อัตราทด	22.2:1	15:1
ประสิทธิภาพรวม	0.85	0.85

ข้อมูลยาง รัศมีการกลิ้งของยางขนาด 8.25 - 15 - 12 ply คือ $r = 0.394$ m (15.5 in.)



รูปที่ 11.1 คุณลักษณะสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่สมมติสำหรับรถเก๋งในตัวอย่าง เส้นกราฟที่อยู่ข้างบนแสดงถึงวิธีสำหรับการหาค่ากำลังประสิทธิภาพที่เพลา N_0 จากกำลังมาตรฐาน SAE N_0 เส้นกราฟข้างล่างให้ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเครื่องยนต์ n_e กับความเร็ว V ของยานยนต์ในเกียร์หนึ่ง, เกียร์สอง และ เกียร์สูง



รูปที่ 11.2 คุณลักษณะของเครื่องยนต์และ Torque Converter สำหรับรถบรรทุกอุตสาหกรรม ที่ความเร็ว Stall Speed ของ Converter ($n_{cc} = 0$) อัตราส่วนแรงบิดมีค่าสูงสุดที่ 2.1:1 และเครื่องยนต์มีความเร็ว 1400 rpm เส้นกราฟที่ด้านล่างซ้ายมือแสดงการทอดใน Mechanical Stage ของระบบส่งกำลัง Transition ระหว่างอัตราทดเกียร์ต่ำและสูงเกิดขึ้นที่ความเร็ว 12.8 km/h (8 mph) ตัวอย่าง ที่ความเร็ว 9.6 km/h (6 mph) ซึ่งระบบส่งกำลังอยู่ในช่วงเกียร์ต่ำ ความเร็วเพลตามของ Converter เป็น 1490 rpm ความเร็วของเครื่องยนต์ 1750 rpm แรงบิด 167 lb-ft (227 N.m) และกำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์เป็น 58 hp (78 kW) อัตราส่วนแรงบิดของ Converter เป็น 1.1:1

ตารางที่ 11.2 สมรรถนะของรถเก๋ง

V (km/h)	n_e (rpm)	M_e (N.m)	M_d (N.m)	P (N)	R_r (N)	R_a (N)	ΣR (N)	P_i (N)	a (m/s ³)
First Gear									
11	800	312	2482	7236	214	7	221	7015	3.09
16	1150	350	2785	8120	215	14	229	7891	3.45
32	2300	373	2968	8653	221	56	277	8376	3.66
48	3450	326	2594	7563	234	126	360	7203	3.15
64	4600	237	1886	5499	255	224	479	5020	2.20
Second Gear									
18	800	312	1528	4455	215	18	233	4222	2.08
32	1400	359	1758	5125	221	56	277	4848	2.39
47	2100	377	1846	5382	233	121	354	5028	2.47
63	2800	359	1758	5125	253	217	470	4655	2.29
79	3500	326	1596	4653	283	324	625	4028	1.98
95	4200	271	1327	3869	323	494	817	3052	1.50
110	4900	203	994	2898	372	663	1035	1863	0.92
High Gear									
32	880	326	1056	3079	221	56	277	2802	1.044
47	1320	332	1076	3137	233	121	354	2783	1.43
63	1750	373	1209	3525	253	217	470	3055	1.57
79	2200	377	1222	3563	283	342	625	2938	1.51
95	2630	367	1189	3467	323	494	817	2650	1.37
126	3500	326	1056	3079	436	870	1306	1773	0.91
158	4400	258	836	2437	605	1367	1972	465	0.24

ตารางที่ 11.3 สมรรถนะของรถบรรทุก

V (km/h)	n_{in} (rpm)	n_e (rpm)	ζ_{I_1}	ζ_{I_2}	ζ_{II}	ζ_{I_1}	M_e (N.m)	M_d (N.m)	P (N)	R_r (N)	P_i (N)	ζ_{γ}	γ	m' (kg)	a (m/s ³)
Low Gear															
0	0	1400	∞	∞	2.10	46.6	228	9019	22891	1335	21556	0	1.03	7008	3.08
3.2	500	1400	2.80	63	1.50	35.5	228	6917	17556	1335	16221	0	1.03	7008	2.32
6.4	980	1500	1.53	34	1.27	28.2	228	5425	13769	1335	12434	12	1.10	7484	1.66
9.6	1490	1750	1.17	26	1.10	24.5	225	4693	11911	1335	10576	21	1.32	8981	1.08
12.8	1900	2100	1.10	24.4	1.02	22.7	217	4205	10672	1335	10372	22	1.40	9526	1.09
16.0	2450	2550	1.04	23	1.02	22.6	203	3825	9706	1335	8371	23	1.40	9526	0.88
19.2	2900	3000	1.03	23	1.02	22.5	172	3255	8261	1335	6926	23	1.40	9526	0.73
High Gear															
0	0	1400	∞	∞	2.1	31.5	228	6103	15490	1335	14155	0	1.03	7008	2.02
6.4	680	1450	2.10	31.5	1.46	21.9	228	4232	10741	1335	9406	2	1.04	7076	1.33
9.6	1000	1500	1.50	22.5	1.27	19.0	228	3662	9294	1335	7959	7	1.05	7144	1.11
12.8	1300	1650	1.27	19	1.15	17.3	227	3337	8470	1335	7135	12	1.10	7484	0.95
16.0	1620	1850	1.14	17.1	1.05	15.9	224	3025	7578	1335	6343	14	1.12	7620	0.83
19.2	1960	2120	1.08	16.2	1.02	15.3	217	2821	7160	1335	5825	15.3	1.13	7689	0.86
22.4	2250	2350	1.04	15.5	1.02	15.3	210	2672	6782	1335	5447	15.3	1.13	7689	0.71
28.8	2930	3000	1.03	15.5	1.02	15.3	172	2197	5576	1335	4241	15.3	1.13	7689	0.55

หรือจากตัวประกอบการแก้ไขที่อยู่ในรูปที่ 10.4 บทที่ 10 กำลังที่แก้ไขแล้วคือ

$$N = 0.93 N_0 \quad (11-2)$$

ผลลัพธ์อันนี้ยืนยันความแม่นยำของไดอะแกรมแก้ไข และแสดงให้เห็นว่ากำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์ตัวเปล่าที่สภาวะอากาศที่เป็นจริงจะมีค่าเป็น 93% ของกำลังที่เพลลาภายใต้สภาวะอากาศมาตรฐาน

เส้นโค้งของกำลังที่เพลลาที่แก้ไขแล้วจะหาได้โดยทำการคำนวณเช่นที่ผ่านมาซ้ำอีกหลาย ๆ ครั้ง สำหรับค่า N_0 ต่างๆ กันแล้วเขียนเส้นโค้งของ N ผ่านจุดต่างๆ ที่พล็อตไว้นั้น จากเส้นโค้งของกำลังที่สร้างขึ้นใหม่นี้ นำกำลังทั้งหมดที่สิ้นเปลืองไปกับการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ N_{acc} มาลบออกทางกราฟ ก็จะได้กำลังประสิทธิภาพผลของเครื่องยนต์ N_e ที่ถ่ายทอดไปสู่ระบบส่งกำลังอย่างแท้จริง (ดูรูปที่ 11.1 และ 11.2) ค่าของ N_e ถูกเปลี่ยนต่อไปเป็นแรงบิด M_e โดยใช้สมการ (10-3) ให้ผลลัพธ์ซึ่งการคำนวณทั้งหลายต้องยึดถือต่อไป

11.3 แรงขับเคลื่อนและขีดจำกัด

ความแตกต่างกันในคุณลักษณะระหว่างระบบส่งกำลังที่ใช้เฟืองกับระบบส่งกำลังที่ใช้ Torque Converter ต้องการการดัดแปลงเทคนิคสำหรับการคำนวณหาแรงขับเคลื่อนสำหรับยานยนต์ทั้ง 2 คันที่สมมติขึ้นมา ต่อไปนี้จะแสดงวิธีการโดยทั่วไป

รถเก๋ง ชุดเฟืองทดธรรมดาทำให้เกิดการต่อแบบอัตราทดเป็นบวกระหว่างความเร็วของเครื่องยนต์กับความเร็วของยานยนต์ ยกเว้นเมื่อยานยนต์เริ่มต้นจากหยุดนิ่ง ในระหว่างการทำงานช่วงนี้ การสิ้นของคลัทช์และอัตราทดที่แท้จริงไม่สามารถรู้ได้ หลังจากการขับเคลื่อนเป็นบวกเกิดขึ้นใหม่อีกครั้ง ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเครื่องยนต์กับความเร็วของยานยนต์จะเป็น

$$V = \left[\frac{2\pi n_d r}{60} \eta_{sl} \right] (3.6) = \frac{0.377 n_e r}{\zeta} \eta_{sl} \quad (11-3)$$

ตัวประกอบการสิ้นเปลืองของยางตามปกติมักจะสมมติอยู่ระหว่าง 0.95 - 0.98 เพราะฉะนั้นผลของตัวประกอบ การสิ้นเปลืองสามารถตัดทิ้งไปได้โดยมีความผิดพลาดเล็กน้อยเท่านั้น สมการ (11-3) จะทำให้ง่ายขึ้นได้เป็น

$$V = \frac{0.377 n_e r}{\zeta} \quad (11-4)$$

วิธีแก้สมการ (11-4) ด้วยวิธีกราฟได้แสดงไว้ในรูปที่ 11.1 ซึ่งให้ค่าของความเร็วของเครื่องยนต์ n_e และแรงบิดของเครื่องยนต์ M_e สำหรับอัตราทดและความเร็วของยานยนต์แต่ละค่า การแก้ด้วยวิธีกราฟเช่นนี้จะให้ความแม่นยำเป็นที่ยอมรับในกรณีส่วนใหญ่และลดการคำนวณโดยมีตัวเลขยืดยาวไปได้

อัตราทดชุดเฟืองทดและชุดเฟืองทำยาคู่กับแรงบิดของเครื่องยนต์จะเป็นค่าแรงบิด M_e ของเพลลาขับ กำหนดให้แรงขับที่กระทำต่อล้อขับตรงพื้นผิวสัมผัสเป็น P , ใช้ความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$P = \frac{M_d}{r} = \frac{M_e \zeta \eta}{r} \quad (11-5)$$

จากค่านี้ แรงต้านทานการเคลื่อนที่ที่ความเร็วคงที่ที่ถูกนำมาลบออกจะได้ค่าแรงขับเคลื่อนอิสระ P_f ซึ่งเป็นค่าที่ใช้สำหรับไต่ทางชัน, ลากรถพ่วง หรือเร่งความเร็ว ต่อไปนี้คือแรงที่ต้านทานการเคลื่อนที่

1. ความต้านทานการกลิ้ง R_f คำนวณจาก

$$R_f = W f$$

สามารถสมมติให้มีค่าคงที่ตลอดทุกช่วงความเร็ว ถ้าต้องการความแม่นยำมากกว่านี้ สามารถใช้สมการ (5-8) หรือ (5-9) บทที่ 5 ในตัวอย่างปัจจุบัน สมการ (5-8) เมื่อกำหนดให้ความดันลมยางเป็น 26 psi (1.8 bar) จะได้

$$f = f_0 + 3.24 f_s (V/160)^{2.5} = 0.012 + 3.24 (0.0007) (V/160)^{2.5} = 0.012 + 0.02268 (V/160)^{2.5}$$

ให้ผลลัพธ์เป็นตารางอยู่ในตารางที่ 11.2

2. ความต้านทานของอากาศ R_a คำนวณจากสมการ (5-15) บทที่ 5 คือ

$$R_a = 0.04715 c_a A V^2 = 0.04715(0.5)(2.323)^2 V^2 = 0.05477 V^2$$

ค่าของ c_a สัมประสิทธิ์ความต้านทานของอากาศ และ A พื้นที่ฉายตามปกติจะรู้ค่าเมื่อเป็นยานยนต์ที่มีอยู่แล้วหรือในกรณีของการออกแบบใหม่จะสมมติขึ้นจากความคล้ายคลึงของรูปทรงตัวถัง

ทั้ง R_f และ R_a ถูกเขียนเป็นกราฟเทียบกับความเร็วของยานยนต์ V และผลรวมของมันจะถูกนำไปลบออกจากแรงขับเคลื่อน P ซึ่งจะได้แรงขับเคลื่อนอิสระ P_f สำหรับรถเก๋งเขียนเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 11.3

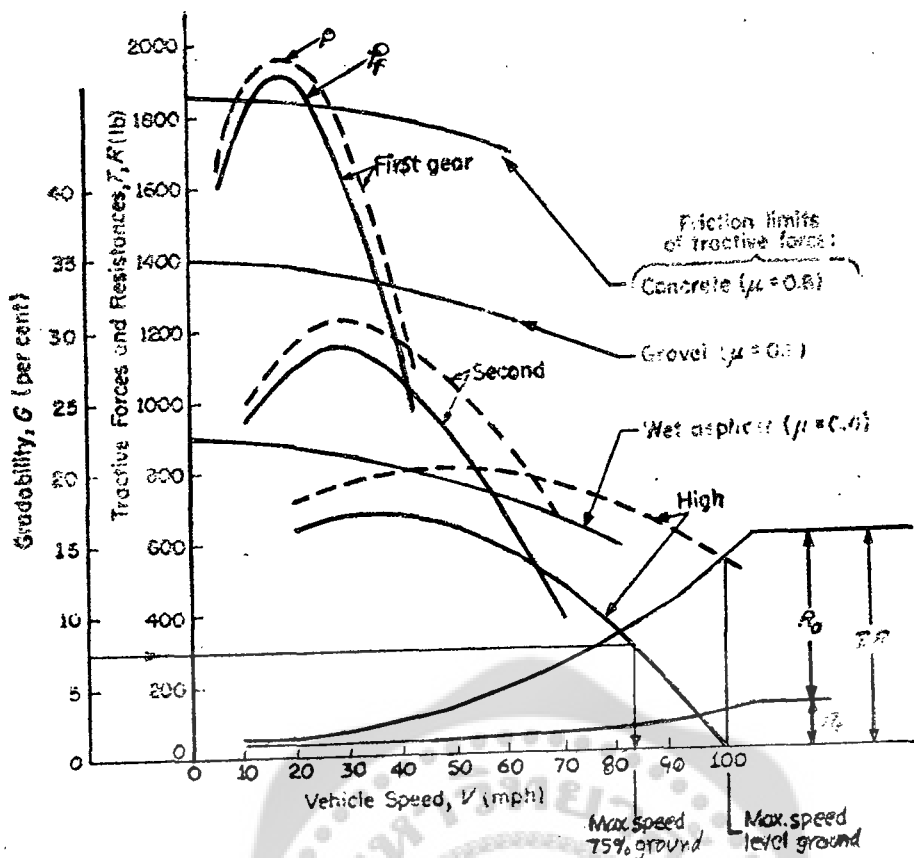
แรงขับเคลื่อน ซึ่งจะถูกถ่ายทอดไปได้โดยล้อขับเคลื่อนจะถูกจำกัดด้วยความฝืดที่เกิดขึ้น ซึ่งความฝืดเป็นฟังก์ชันของทั้งน้ำหนักพลศาสตร์ลงเพลาล้อขับเคลื่อนและคุณสมบัติทางความฝืดของพื้นถนน(บทที่ 7). สำหรับระบบขับเคลื่อนด้วยล้อหลังที่ใช้กับรถเก๋ง สมการ (7 - 27) ซึ่งอยู่ในรูปแบบ

$$P_{\max} = \frac{\mu W [L_f - fH]}{(L - \mu H)}$$

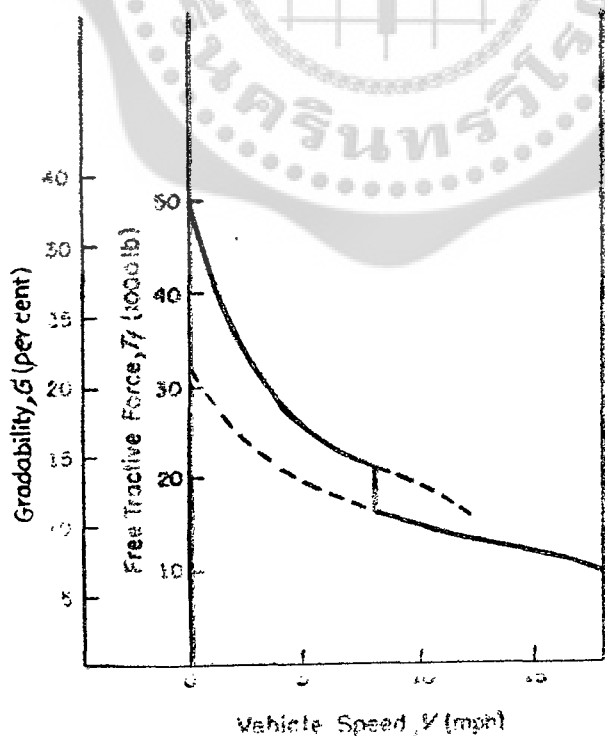
สามารถคำนวณสำหรับพื้นผิวถนนที่เลือกเป็นตัวแทน โดยมีสภาวะดังต่อไปนี้ $\mu = 0.75$ (คอนกรีตแห้ง), $\mu = 0.60$ (ถนนกรวด), $\mu = 0.40$ (แอสฟัลต์เปียก) ข้อมูลการกระจายน้ำหนัก(ตารางที่ 11.1) คือ $L_f = 0.5 L$ และ $H = 0.25 L$ ดังนั้นสำหรับคอนกรีตแห้ง

$$P_{\max} = \frac{0.75(17\,800)[0.5 - 0.02(0.25)]}{[1 - 0.75(0.25)]} = 8133 \text{ N}$$

ค่าของแรงขับเคลื่อนอื่น ๆ คือ 6220 N สำหรับผิวถนนกรวด และ 3916 N สำหรับผิวถนนแอสฟัลต์เปียก ผลลัพธ์นี้ถูกเขียนเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 11.3 แนวโน้มที่ลดลงไปทางขวามือเมื่อความเร็วของยานยนต์เพิ่มขึ้นเกิดขึ้นเนื่องจากค่าของ μ จะลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มมากขึ้น(บทที่ 2)



รูปที่ 11.3 แรงขับเคลื่อนและความสามารถในการไต่ทางลาดชันสำหรับรถถังที่เป็นตัวอย่าง แรงขับเคลื่อนอิสระ P_f หาได้จากการลบแรงต้านทานการเคลื่อนที่จากแรงขับเคลื่อนรวม P ซึ่งได้จากแรงบิดประสิทธิภาพผลส่งออกของเครื่องยนต์ ความสามารถในการไต่ทางลาดชันเป็นสัดส่วนกับแรงขับเคลื่อนอิสระ และเพราะฉะนั้นจึงสามารถแสดงบนไดอะแกรมเดียวกันได้ด้วยการคำนวณมาตราส่วนซ้ำอีกครั้ง



รูปที่ 11.4 แรงขับเคลื่อนอิสระและความสามารถในการไต่ทางชันเป็นฟังก์ชันของความเร็วของยานยนต์สำหรับรถบรรทุกตัวอย่าง

รถบรรทุกอุตสาหกรรม Torque Converter เป็นระบบส่งกำลังที่ไม่เหมือนกับระบบส่งกำลังที่ใช้เพื่อซึ่งทำให้เกิดการต่อที่เป็นบวกระหว่างเครื่องยนต์กับล้อขับ Torque Converter เป็น Hydraulic Coupling ที่จำเป็นซึ่งทำให้เกิดการการเพิ่มขยายแรงบิดและลดความเร็ว ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วของ Converter ดังรูปที่ 11.2

คุณสมบัติของ Torque Converter อัตราส่วนแรงบิด(Torque Ratio) ของ Converter จะมีค่าสูงถึงค่าสูงสุดที่ Stall Output Speed ซึ่งมีค่าประมาณ 2.2:1 อัตราส่วนนี้จะค่อยๆลดลงเมื่อความเร็วของเพลลาตาม(Output Speed)เพิ่มมากขึ้น ในขั้นสุดท้าย Converter จะทำตัวเป็น Hydraulic Coupling โดยมีอัตราทดเป็น 1:1 อัตราส่วนความเร็วของTorque Converter จะมีค่าอนันต์ (Infinty) ที่สภาวะ Stall เมื่อยานยนต์อยู่กับที่และเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วออกแบบที่กำหนดไว้ล่วงหน้า ในขณะที่ยานยนต์เริ่มเริ่มต้นจะเคลื่อนที่ ความเร็วของเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นในตอนแรกอย่างช้า ๆ จากนั้นจะเพิ่มอัตรามากขึ้นจนกระทั่ง Converter เริ่มที่จะจับ ในที่นี้ความเป็นสัดส่วนระหว่างความเร็วตัวขับกับความเร็วตัวตามจะถูกตั้งขึ้น แต่ที่จุดนี้ยังคงมีความแตกต่างเล็กน้อยระหว่างความเร็วตัวขับกับความเร็วตัวตามอยู่ เพราะว่าเกิดการลื่นไถลภายในในชิ้นส่วนของระบบไฮดรอลิก

ข้อดีที่สำคัญของระบบส่งกำลังแบบTorque Converter สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. มันก่อให้เกิดการเชื่อมต่อง่ายยืดหยุ่นระหว่างเครื่องยนต์กับล้อขับ ปกป้องเครื่องยนต์จากการรับภาระอย่างทันทีทันใด และภาระแบบกระแทก ซึ่งไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ในระบบส่งกำลังแบบเลื่อนเฟือง
2. มันป้องกันเครื่องยนต์ทำงานในสภาวะที่ไม่ประหยัดโดยมีความเร็วต่ำและมีกำลังที่เพลลาต่ำ
3. คุณลักษณะของแรงบิดที่ออกมาของระบบส่งกำลังแบบ Torque Converter ใกล้เคียงกับความต้องการแรงบิดและความเร็วของยานยนต์

คุณลักษณะของ Converter ที่ใช้กับรถบรรทุกในตัวอย่างได้แสดงไว้ในรูปที่ 11.2 เมื่อทำงานร่วมกับการทดเกียร์ขั้นต่าง ๆ กราฟจะให้การเทียบเท่าทางกราฟที่สมบูรณ์ระหว่างความเร็วของยานยนต์, ความเร็วของเครื่องยนต์, อัตราส่วนแรงบิดของ Converter และแรงบิดที่เพลลาของเครื่องยนต์

สมการสำหรับความเร็วและแรงขับเคลื่อนได้พัฒนาขึ้นในหัวข้อที่ผ่านมาสำหรับระบบส่งกำลังด้วยเฟืองจะต้องถูกปรับแต่งสำหรับใช้กับระบบส่งกำลังด้วย Torque Converter ความสัมพันธ์พื้นฐานซึ่งมีรูปแบบคล้ายคลึงกับสมการ (11-4) คือ

$$V = \frac{0.337n_e r}{(\zeta_s \zeta)} = \frac{0.377n_e r}{(\zeta_s)} \quad (11-6)$$

แรงขับเคลื่อน การคำนวณของแรงขับเคลื่อนถูกกระทำด้วยวิธีที่ดัดแปลงจากสมการ (11-5)

$$P = \frac{M_e \zeta_s \zeta \eta}{r} = \frac{M_e \zeta_t \eta}{r} \quad (11-7)$$

ขั้นตอนต่อไปในการคำนวณของแรงขับเคลื่อนสำหรับตัวอย่างรถบรรทุกเหมือนกับสำหรับรถเก๋ง ผลรวมของแรงต้านทานจะถูกนำไปลบออกจากแรงขับเคลื่อนรวม (สมการ 11-7) ได้แรงขับเคลื่อนอิสระ P_f ออกมา สำหรับยานยนต์อุตสาหกรรมในตัวอย่างนี้ซึ่งตามปกติจะทำงานที่ความเร็วต่ำกว่า 40 km/h (25 mph) จะไม่คิดความต้านทานของอากาศ ในการคำนวณหาความต้านทานการกลิ้ง ค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานการกลิ้ง $f = 0.02$ ถูกพิจารณาว่าเป็นอิสระจากความเร็วสำหรับช่วงความเร็วใช้งานที่ค่อนข้างแคบ ผลของการคำนวณนี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 11.3

11.4 ความสามารถในการไต่ทางลาดชัน

แรงขับเคลื่อนอิสระซึ่งคำนวณสำหรับทั้งรถแก่งและรถบรรทุกสามารถใช้เพื่อหาค่าของความลาดชันที่ยานยนต์จะสามารถแล่นขึ้นไปได้ที่ความเร็วคงที่ จากสมการ (4-12) บทที่ 4

$$G = \frac{100P_f}{W} \quad (11-8)$$

การแสดง P_f ด้วยวิธีทางกราฟสามารถเปลี่ยน P_f ไปเป็นค่าความสามารถในการไต่ทางลาดชันได้โดยตรงเนื่องจาก P_f กับ G มีความสัมพันธ์กันโดยสมการ

$$P_f = R_g = \frac{WG}{100} \quad (11-9)$$

ความเร็วสูงสุดที่หาออกมาได้สำหรับความลาดชันแต่ละค่าจะหาด้วยวิธีทางกราฟได้เป็นจุดตัดระหว่างเส้นความลาดชันตัดกับเส้นโค้งของแรงขับเคลื่อนอิสระ รูปที่ 11.3 และ 11.4 ชี้ดจำกัดที่ตั้งขึ้นโดยความฝืดที่เกิดขึ้นตามธรรมชาติจะบ่งบอกถึงความสามารถสูงสุดในการไต่ทางลาดชัน

11.5 อัตราเร่ง

การหาอัตราเร่งใช้สมการพื้นฐานของการเคลื่อนที่ของยานยนต์ คือ

$$a = \frac{P - \sum R}{m \gamma} \quad (11-10)$$

เมื่อ γ คือตัวประกอบที่แสดงถึงผลของชิ้นส่วนที่เกิดการหมุน และ R คือผลรวมของความต้านทานในการเคลื่อนที่ของยานยนต์ที่ความเร็วคงที่ แรงขับเคลื่อนอิสระจะเป็น

$$P_f = P - \sum R \quad (11-11)$$

แทนสมการ (11-11) ลงในสมการ (11-10)

$$a = \frac{P_f}{\gamma m} = \frac{P_f}{m'} \quad (11-12)$$

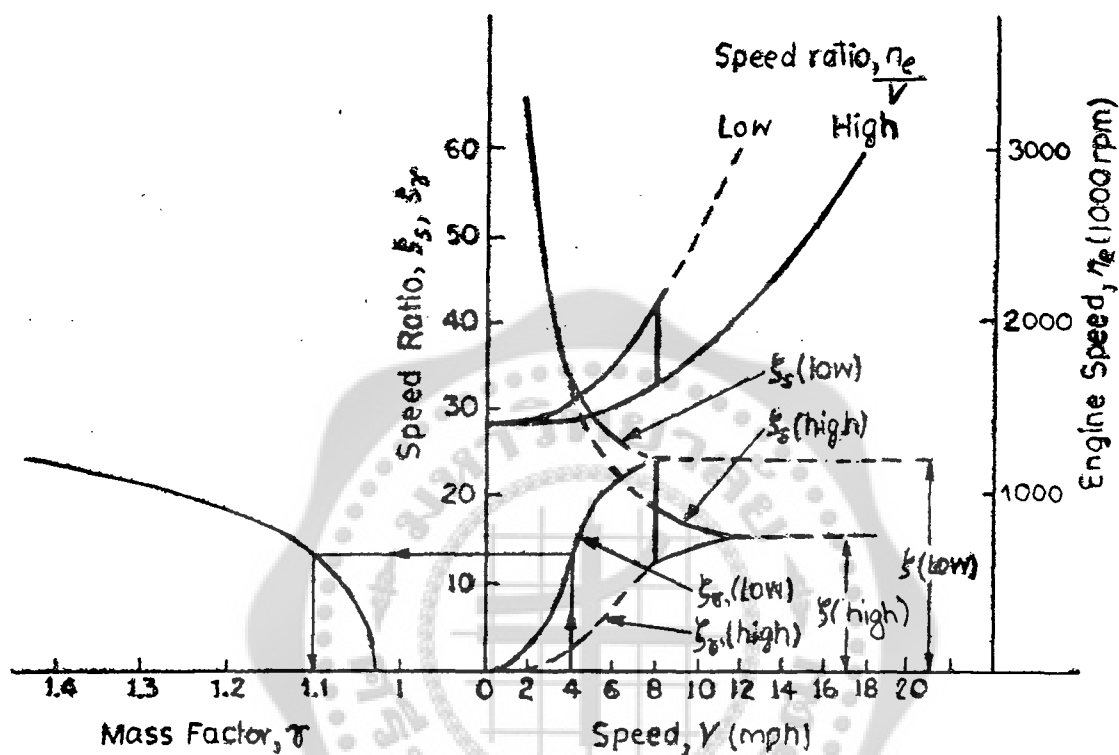
ในที่นี้ m' คือมวลประสิทธิผลที่จะถูกเร่ง และ $m' = \frac{\gamma W}{g}$

รถแก่ง ค่าของตัวประกอบ γ จะหาได้จากสมการ(6-35) ซึ่งมีความแม่นยำเป็นที่ยอมรับสำหรับยานยนต์ที่ใช้งานบนถนน

$$\gamma = 1.04 + 0.0025\zeta^2 \quad (11-13)$$

เทอมแรกแสดงถึงส่วนที่เกิดจากล้อของยานยนต์ และเทอมที่ 2 หมายถึงส่วนที่เกิดจากชิ้นส่วนที่เกิดการหมุนด้วยความเร็วของเครื่องยนต์ ซึ่งสัมพันธ์กับความเร็วที่ล้อด้วยอัตราทด ζ ผลลัพธ์ที่ได้เมื่อกำหนดด้วยสมการ (11-13) สำหรับรถแก่งได้ระบุไว้ในตารางที่ 11.4

ในขั้นตอนสุดท้ายแรงขับเคลื่อนอิสระ P_f จะถูกหารด้วยค่าของมวลประสิทธิผล m' ให้ค่าอัตราเร่ง a ออกมา ผลลัพธ์ถูกเขียนเป็นกราฟไว้ในรูปที่ 11.3 เป็นฟังก์ชันของความเร็วของยานยนต์ ผลของการคำนวณได้แสดงไว้ในตารางที่ 11.2 ด้วย



รูปที่ 11.5 การหาตัวประกอบมวลความเฉื่อยสำหรับระบบส่งกำลังด้วย Torque Converter อัตราทดรวม ζ_s ลดลงจากอนันต์ที่ Stall Speed ของ Converter ($V = 0$) ไปเป็นอัตราทด Mechanical Stage ζ_s (ต่ำ) และ ζ_s (สูง) เมื่อ Converter ทำหน้าที่เป็น Coupling ความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่าง ความเร็วของเครื่องยนต์กับความเร็วของยานยนต์จะทำได้จากเส้นโค้ง n_e / V ผลจากความเฉื่อยของชิ้นส่วนที่หมุนด้วยความเร็วของเครื่องยนต์เป็นสัดส่วนกับ dn_e / dV ซึ่งแสดงได้ด้วยเส้นสัมผัสกับเส้นโค้ง n_e / V

เส้นโค้ง ζ_s สร้างขึ้นโดยการวัดเส้นสัมผัสความชันของเส้นโค้งให้ค่าอยู่ในช่วงตั้งแต่ศูนย์ที่ $V = 0$ จนถึงค่า ζ_s (ต่ำ) และ ζ_s (สูง) ทางด้านซ้ายมือของกราฟ γ ถูกแสดงเป็นฟังก์ชันของอัตราส่วน ζ_s

ตารางที่ 11.4 ตัวประกอบมวลของรถเก๋ง

เกียร์	อัตราทดรวม ζ	ตัวประกอบมวล γ	มวลประสิทธิผล m' (kg)
หนึ่ง	9.36	1.26	2286
สอง	5.76	1.12	2032
สูง	3.6	1.07	1942

รถบรรทุกอุตสาหกรรม การคำนวณที่จะให้ค่าของอัตราเร่งสำหรับการใช้งาน Torque Converter โดยพื้นฐาน เป็นไปตามขั้นตอนเดียวกันกับรถเก๋ง ข้อยกเว้นอันหนึ่งก็คือการใช้ค่าอัตราทดที่แทนลงไปในสมการ (5-25) เพื่อหาค่าของตัวประกอบ γ ไม่ใช่ใช้อัตราทดความเร็ว (Speed Ratio) ζ_s ของระบบส่งกำลัง การอธิบายของพฤติกรรมนี้ของ Torque Converter ก็คือความเร็วของยานยนต์นั้นไม่ได้เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วของเครื่องยนต์ ผลอันนี้จะเห็นได้อย่างชัดเจนจากเส้นโค้งอัตราส่วนความเร็วในรูปที่ 11.2 และ 11.5 เมื่อความเร็วที่เพิ่มขึ้นของยานยนต์จะเกิดขึ้น โดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของเครื่องยนต์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในช่วงความเร็วต่ำ ที่เวลาเดียวกันอัตราความเร็วรวม (Total Speed Ratio) ζ_s จะมีค่าสูงมาก

ค่าอัตราทดที่แทนค่าลงในสมการ (5-35) จะต้องแสดงการเปลี่ยนแปลงของความเร็วเครื่องยนต์ Δn_e ซึ่งมีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงความเร็วของยานยนต์ ΔV เพราะฉะนั้น จะใช้ค่าอัตราทดค่าใหม่ซึ่งกำหนดเป็น

$$\zeta_\gamma = \frac{dn_e}{dV}$$

และแสดงด้วยวิธีกราฟไว้ในรูปที่ 11.5 เมื่อ Torque Converter เริ่มต้นทำงานเป็น Hydraulic Coupling ที่ความเร็วสูง ความเร็วของเครื่องยนต์กับความเร็วของยานยนต์จะกลายเป็นสัดส่วนโดยตรงซึ่งกันและกัน ดังเช่นกรณีของระบบส่งกำลังด้วยการเปลี่ยนเฟือง ด้วยเหตุนี้ $\zeta_\gamma = \zeta_s$

สำหรับรถบรรทุกในตัวอย่างนี้ ซึ่งเป็นยานยนต์ที่มีขนาดหนักมาก แต่มีเครื่องยนต์ค่อนข้างเล็ก ค่าคงที่ในสมการ (5-35) จะต้องถูกปรับ ดังการคำนวณประมาณการอย่างหยาบๆได้เป็น

$$\gamma = 1.03 + 0.0006\zeta_\gamma^2 \quad (11-14)$$

ผลของการคำนวณนี้ได้แสดงเป็นฟังก์ชันของ ζ_γ ไว้ในรูปที่ 11.5 ค่าของ γ สามารถหาโดยตรงได้จากกราฟสำหรับความเร็วใดๆของยานยนต์ ในขั้นสุดท้ายอัตราเร่งจะคำนวณได้จากสมการ(11-12) ผลลัพธ์ที่สมบูรณ์ได้แสดงไว้ในตารางที่ 11.4

เอกสารอ้างอิง

1. Taborek, Jaroslav J. **Mechanics of Vehicles**, Preceding Articles in MACHINE DESIGN Extra Copies, 1958.
2. Wong, J. Y. **Theory of Ground Vehicles**, 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

หนังสืออ่านประกอบเพิ่มเติม

1. บัญชา คังตระกูล "บทที่ 2 เครื่องยนต์" **กลศาสตร์ยานยนต์ 1 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มศว. องค์กรฯ**, นครนายก, 2542.
2. Artamonov, M. D., Ilarionov, V. A., and Morin, M. M. "Part One: Theory of Automobile Engines" **Motor Vehicle Fundamentals and Design**, Mir Publishers, Moscow, 1976.
3. Giri, N. K. "Chapter 2 Power Unit" **Automobile Mechanics**, 7th Ed. 2nd Reprint, Khanna Publishers, New Delhi, 1999.
4. Khovakh, M. **Motor Vehicle Engines**, Mir Publishers, Moscow, 1979.

แบบฝึกหัดบทที่ 11

1. รถยนต์คันหนึ่งใช้เครื่องยนต์ที่หมุน 3000 rpm โดยอัตราทดเกียร์ 4 เป็น 1:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.75:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ยางมีรัศมีการกลิ้ง 335 มม. จงหาความเร็วของรถยนต์คันนี้
 - (1) เมื่อไม่มีการสิ้นเปลือง
 - (2) ถ้าตัวประกอบการสิ้นเปลืองของยางมีค่าเป็น 0.95

2. ถ้ารถยนต์ในข้อ 1. ผลิตแรงบิดได้ 250 N.m ที่ 3000 rpm และประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% ในเกียร์สูง จงหาแรงขับเคลื่อนที่ล้อ

3. รถเก๋งซึ่งมีมวล 1500 kg คันหนึ่ง ใช้เครื่องยนต์แก๊สโซลีน 4 จังหวะ ซึ่งให้กำลังสูงสุด 200 hp (SAE) ที่ 4250 rpm และให้แรงบิดสูงสุด 380 N.m ที่ 2000 rpm ถ้ารถยนต์คันนี้มีระยะฐานล้อ $L = 2500$ mm ระยะห่างระหว่างล้อด้านซ้ายและล้อด้านขวา $S = 1250$ mm สูง 1500 mm จุดศูนย์กลางถ่วงเป็น $L_g = 0.55 L$, $H = 0.35 L$ และ $S_g = 0.50 S$ เป็นรถที่ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง ใช้ล้อยางที่มีรัศมีการกลิ้ง 335 mm, $c_{r0} = 0.5$, $f = 0.02$ กำหนดให้ $1 \text{ hp} = 746 \text{ W}$ เมื่อนำรถเก๋งคันนี้ไปใช้งานในภูมิภาคที่อยู่สูงกว่าระดับน้ำทะเล 600 m ซึ่งความดันบรรยากาศเป็น 710 mm Hg โดยอุณหภูมิของอากาศที่ถูกดูดเข้าเครื่องยนต์เป็น 65°C และใช้กำลัง 20% ของกำลังทั้งหมดที่ 4250 rpm จงหาอุปกรณ์ช่วยต่าง ๆ ใช้กำลัง 10% ของกำลังทั้งหมดที่ 2000 rpm
 - (1) กำลังประสิทธิผล (N_e) สูงสุดที่จะได้จากเครื่องยนต์
 - (2) กำลังประสิทธิผลที่แรงบิดสูงสุดที่จะได้จากเครื่องยนต์
 - (3) แรงบิดประสิทธิผล (M_e) ที่กำลังประสิทธิผลสูงสุด
 - (4) แรงบิดประสิทธิผลสูงสุด
 - (5) แรงขับเคลื่อนอิสระ (P) เมื่อรถแล่นด้วยเกียร์ 1 อัตราทด 2.75:1 อัตราทดเฟืองท้าย 3.6:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 85% โดยเครื่องยนต์หมุน 2000 rpm
 - (6) แรงขับเคลื่อนอิสระเมื่อรถแล่นด้วยเกียร์ 4 อัตราทด 1:1 ประสิทธิภาพระบบส่งกำลัง 90% โดยเครื่องยนต์หมุน 4250 rpm