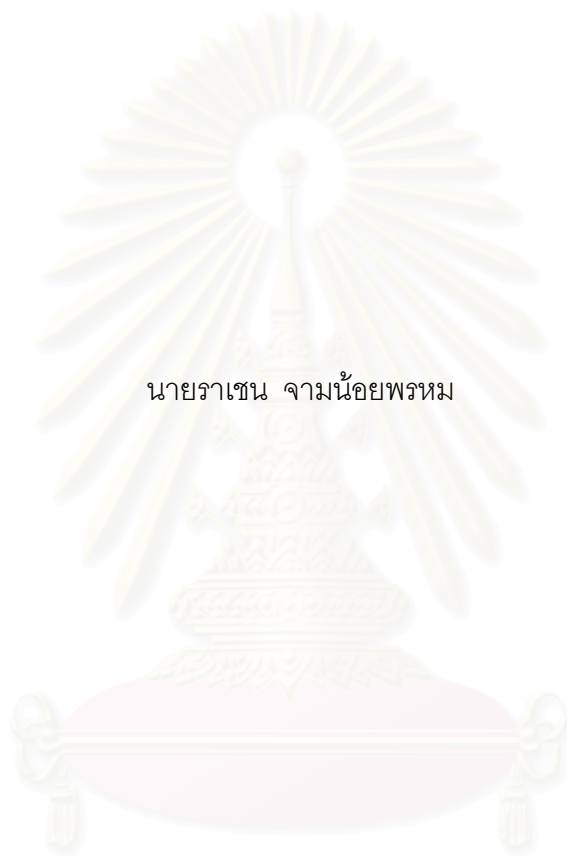


การศึกษาการสิ้นชะเทือนของรถบรรทุกเล็ก



นายราเชน จามน้อยพรหม

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

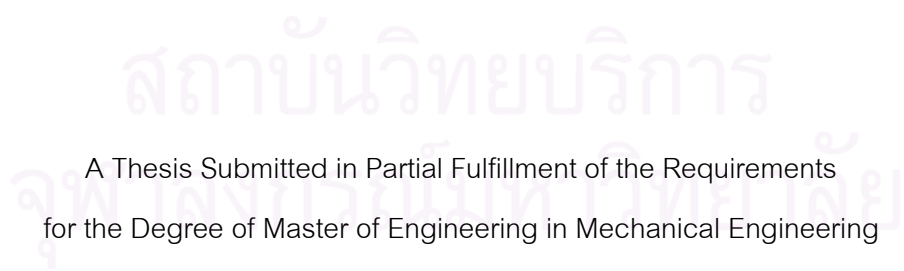
ปีการศึกษา 2546

ISBN 974-17-4351-3

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY OF VIBRATION OF A LIGHT TRUCK

Mr.Rachen Chamnoiprohm



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2546

ISBN 974-17-4351-3

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาการสันสะเทือนของรถบรรทุกเล็ก
โดย	นายราเชน จามน้อยพรหม
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ยงเจริญ

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยเป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร.ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.รัชทิน จันทร์เจริญ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษา
(รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ยงเจริญ)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชัยโรจน์ คุณพนิชกิจ)

..... กรรมการ
(อาจารย์ ดร.ศุภวุฒิ จันทรานุกวัฒน์)

นายราเชน จามน้อยพรหม : การศึกษาการสั่นสะเทือนของรถบรรทุกเล็ก. (A study of vibration of a light truck) อ. ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร.วิทยา ยงเจริญ, 191 หน้า. ISBN 974-17-4351-3.

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรถบรรทุกเล็ก แล้วจึงศึกษาการสั่นสะเทือนของรถบรรทุกเล็กตามแบบจำลองดังกล่าว จากนั้นจึงศึกษาการสั่นสะเทือนในสภาพการใช้งานจริงและวิเคราะห์ผลของการสั่นสะเทือนนั้น โดยการศึกษาได้เริ่มจากการพิจารณาแยกรถออกเป็น 4 ส่วนด้วยกันคือ ชุดล้อและเพลาลหน้า ชุดล้อและเพลาลหลัง ตัวรถ และ เบาะนั่ง โดยจำลองเป็น 8 ระดับความเร็วแล้วทำการศึกษาทดลองเป็น 2 แนวทางด้วยกันคือ 1. แนวทางเชิงทฤษฎี และ 2. แนวทางเชิงการทดลอง โดยจะเริ่มจากการจำลองแบบเป็น 3 แบบจำลองคือ 1. แบบจำลองกายภาพ 2. แบบจำลองโมเดล 3. แบบจำลองผลการตอบสนอง แนวทางเชิงทฤษฎีนั้นจะเริ่มต้นจากแบบจำลองกายภาพผ่านกระบวนการจนทำให้ได้แบบจำลองโมเดล และได้มาซึ่งแบบจำลองผลการตอบสนองในที่สุด ส่วนแนวทางเชิงการทดลองนั้นจะเริ่มต้นจากแบบจำลองผลการตอบสนองผ่านกระบวนการแล้วได้แบบจำลองโมเดล หลังจากนั้นก็ได้มาซึ่งแบบจำลองกายภาพในที่สุด ทั้ง 3 แบบจำลองนี้สามารถแปลงรูปแบบของแบบจำลองซึ่งกันและกันได้ จึงทำให้เราสามารถตรวจสอบผลซึ่งกันและกันได้ และจะนำไปสู่การหาสมการการสั่นของรถยนต์ได้ จากนั้นจึงปรับปรุงและแก้ไขโครงสร้างและชิ้นส่วนของรถยนต์ เพื่อลดการสั่นสะเทือนโดยใช้วิธีการโมเดลโมเดลซึ่งจะสามารถช่วยทำนายการเปลี่ยนแปลงความถี่และแอมพลิจูดการสั่นสะเทือนได้โดยง่าย และประหยัดเวลา หลังจากนั้นจึงทำการศึกษาการสั่นสะเทือนของรถยนต์เมื่อวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง แล้วอภิปรายการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น

ผลที่ได้บอกเราว่า ค่าที่เกิดจากแนวทางทฤษฎีกับค่าที่ได้จากแนวทางการทดลองมีค่าใกล้เคียงกัน แต่จะมีความคลาดเคลื่อนไปในโหมดตัวรถโยกหน้า-หลัง และทำให้เราได้ทราบว่ารถยนต์มีการเปลี่ยนแปลงโหมดการสั่น 8 ระดับความเร็ว ที่ความถี่ 8 ค่า และนำไปสู่กระบวนการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือน ซึ่งทำให้ได้ผลการสั่นที่ลดลง โดยการปรับเปลี่ยนค่าทางกายภาพของโหมดใดๆ จะมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของโหมดอื่นๆเพียงเล็กน้อย กรณีการทดลองวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางทำให้อภิปรายลักษณะการสั่นของรถที่มีผลต่อคนขับได้ว่า ผลการสั่นจะกระทบต่อคนขับมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับแอมพลิจูดการสั่นสะเทือน

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2546

ลายมือชื่อนิสิต
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา

##4470492021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORD: STUDY OF VBRATION / VIBRATION / VIBRATION OF A LIGHT TRUCK

RACHEN CHAMNOIPROHM : A STUDY OF VIBRATION OF A LIGHT TRUCK. (THESIS TITLE) THESIS ADVISOR : ASSOC.PROF.WITHAYA YONGCHAROEN, 191 pp ISBN 974-17-4351-3.

The objective of this thesis is to model the mathematical model of a light truck and then study this model in the case of vibration. After that, test a light truck when it climbs across an obstruction. At last, analyze the result of vibration of a light truck. A study starts with separating a light truck in 4 parts as front wheel and front shaft part, rear wheel and rear shaft part, body part, and seat. The assumption is motion in 8 degree of freedoms. The process is separated to 2 main routes, theoretical route and experimental route. There are 3 models, spacial model, modal model, and response model which are interrelated. The theoretical route, where the starting point is the spacial model; then, through the modal model; finally, the response model may be evaluated. On the other hand, there is the experimental route, where the departure point is the response model; then through the modal model; at last, the spacial model may be recovered. The necessity of permutation among the three models is to bring together the theoretical and experimental results for comparison, validation or updating objectives. Using modal analysis can be easily and comfortably validate frequencies and amplitudes of vibration. Finally, test a light truck when it claim to an obstruction then, explained a vibration of a light truck.

The theoretical and experimental results comparison are nearly variation. There are only one mode, body pitch mode which is different variation. All results show that a light truck vibrate in 8 degree of freedoms with 8 frequencies. By using modal analysis can be vary frequencies and amplitudes of vibration to lower frequencies and amplitudes. The variation is to change physical properties of each mode which it has a small effect to another mode. Finally, test a light truck when it claim to an obstruction then, it can be explained a vibration of a light truck is effect to a driver following with amplitude of vibration.

Department Mechanical engineering

Student's signature.....

Field of study Mechanical engineering

Advisor's signature.....

Academic year 2003

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณท่านรองศาสตราจารย์ ดร. วิทยา ยงเจริญ อาจารย์ที่ปรึกษาของข้าพเจ้า ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์และสนับสนุนการทำงานวิจัยครั้งนี้จนสำเร็จได้ด้วยดี ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณในความเมตตาและกรุณาที่ท่านอาจารย์มีต่อตัวข้าพเจ้า ทั้งในด้านวิชาการและจริยธรรมอันดีงาม ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อการทำงานร่วมกับคนอื่นทั้งในงานวิจัยและในการดำเนินชีวิตในอนาคตภาคหน้า

ขอขอบคุณ คุณเชาว์ โปธิศิริสุข ท่านประธานกรรมการกลุ่มบริษัท สามมิตรมอเตอร์ จำกัด เป็นอย่างสูง ที่ให้ความเอื้อเฟื้อและกรุณาให้ใช้รถยนต์บรรทุกขนาดเล็กและสถานที่ในการทดลองจนกระทั่งได้ผลสำเร็จสมบูรณ์

ขอขอบคุณ คุณยงยุทธ เนียมทรัพย์ ผู้จัดการทั่วไปฝ่ายวิจัยและพัฒนาของบริษัท สามมิตรมอเตอร์ จำกัด ที่กรุณาประสานงานโครงการศึกษาร่วมกันระหว่างทางบริษัทและจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ด้วยดีเสมอมา พร้อมกันนี้ขอขอบคุณคณะทำงานฝ่ายรถบรรทุกเพื่อการเกษตรทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือตลอดการทดลองที่โรงงานเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณ ครอบครัวของคุณมานิต ช่องดารากุล ที่ให้การดูแลและสนับสนุนข้าพเจ้าจนกระทั่งดำเนินการวิจัยประสบความสำเร็จได้ด้วยดี

และขอขอบพระคุณท่านประธานกรรมการและกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ทุกท่านที่ได้สละเวลาเพื่อตรวจทานงานวิจัยครั้งนี้จนกระทั่งงานวิจัยสำเร็จอย่างสมบูรณ์

ผลสัมฤทธิ์จากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ขอมอบเป็นพระคุณอันยิ่งใหญ่ของบิดา-มารดา คุณถอ - คุณหนูบาล จิวไชยราช คุณครู อาจารย์ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน ข้าพเจ้าหวังเป็นอย่างยิ่งว่าท่านผู้สนใจจะได้รับประโยชน์อย่างยิ่งในการศึกษางานวิจัยเล่มนี้

นายราเชน จามน้อยพรหม

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฎ
สารบัญภาพ.....	ฐ
รายการสัญลักษณ์.....	ต
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.5 วิธีดำเนินการวิจัย.....	3
บทที่ 2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 แนวคิดและทฤษฎี	4
2.1.1 ระบบกันสะเทือน	4
2.1.2 การสันสะเทือนกับความสบายของมนุษย์	5
2.1.3 การวิเคราะห์การสันสะเทือนโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	7
2.1.3.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical modeling).....	7

2.1.3.2. การได้มาของสมการบังคับ (Derivation of governing equation).....	11
2.1.3.2.1 การวิเคราะห์โหมด (Modal Analysis).....	13
2.1.3.2.1.1 การหารูปแบบสเปซสเตต (State space model).....	13
2.1.3.2.1.2 การหารูปแบบโหมด (Modal model).....	16
2.1.3.2.2 การหาโหมดเซฟของการสั่นสะเทือน.....	18
2.1.3.3 ผลเฉลยของสมการ (Solution of governing equations).....	19
2.1.3.4 การตีความหมายของผลที่ได้ (Interpretation of the results).....	19
2.2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	20
บทที่ 3 วิธีดำเนินการทดลอง	
3.1 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย.....	24
3.2 แบบจำลอง.....	26
3.3 การทดลอง.....	28
3.3.1 การวัดมวล.....	28
3.3.2 การวัดจุดศูนย์กลางมวล.....	29
3.4 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล.....	33
3.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่ง (k)และ	
ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง (c)จากการทดลอง.....	34
3.5.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของແໜ່ນ.....	34
3.5.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อ.....	35

3.5.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง.....	36
3.5.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้ค้ำพ.....	38
3.6 การศึกษาการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทดสอบจากการคำนวณ.....	39
3.7 การทดลองวัดการสั่นสะเทือนของรถยนต์โดยใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer.....	56
3.7.1 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหน้า.....	57
3.7.2 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหลัง.....	58
3.7.3 การติดตั้ง Accelerometer ที่ตัวรถ.....	59
3.7.4 การติดตั้ง Accelerometer ที่เบาะนั่ง.....	59
3.8 การทดลองรถยนต์ในการใช้งานจริงด้วยการวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง.....	61
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล	
4.1 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงและค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงจากการทดลอง.....	62
4.1.1 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของแหวน.....	62
4.1.2 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของยางล้อ.....	63
4.1.3 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง.....	65
4.1.4 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้ค้ำพ.....	67
4.2 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล.....	70
4.3 ผลจากการศึกษาการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทดสอบจากการคำนวณ.....	70
4.4 ผลการทดลองวัดการสั่นสะเทือนของรถยนต์โดยใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer.....	77
4.5 ผลการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณและผลที่ได้จากการทดลอง.....	90

4.6 ผลการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	91
4.7 ผลการทดลองรถยนต์ในการใช้งานจริงด้วยการวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง.....	114
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ	
สรุปผลการวิจัย.....	122
อภิปรายผลการวิจัย.....	123
ข้อเสนอแนะ.....	124
รายการอ้างอิง	
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. ตารางเวลาการดำเนินการทดลองเพื่อหาการสั่นสะเทือนของระบบ.....	129
ภาคผนวก ข. รูปภาพประกอบคำอธิบายผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	131
ภาคผนวก ค. การใช้งานเครื่องมือ Pulse Analyzer.....	140
ภาคผนวก ง. การหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงจากผลการทดลอง.....	142
ภาคผนวก จ. ตัวอย่างโปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณหาโหมดการสั่นสะเทือนของรถยนต์.....	145
ภาคผนวก ฉ. แสดงผลการทดลองหาค่าทางกายภาพของรถยนต์.....	156
ภาคผนวก ช. ข้อมูลแสดงผลการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือน.....	161
ภาคผนวก ซ. แสดงผลการหาค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล.....	182
ภาคผนวก ฌ. แสดงภาพการติดตั้งอุปกรณ์และการดำเนินการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวาง.....	184
ภาคผนวก ฎ. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Transducer ทั้งหมด 8 ตัว.....	187
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	191

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 4.1 ค่าทางกายภาพที่ได้จากการทดลอง.....	69
ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบผลจากการทดลองและผลจากการคำนวณ.....	90
ตารางที่ 4.3 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนไป.....	92
ตารางที่ 4.4 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_b และ k_d เปลี่ยนไป.....	93
ตารางที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนไป.....	94
ตารางที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_f และ k_h เปลี่ยนไป.....	96
ตารางที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_j เปลี่ยนไป.....	97
ตารางที่ 4.8 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า l_γ เปลี่ยนไป.....	98
ตารางที่ 4.9 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า l_β เปลี่ยนไป.....	99
ตารางที่ 4.10 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า l_θ เปลี่ยนไป.....	100
ตารางที่ 4.11 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า l_α เปลี่ยนไป.....	101
ตารางที่ 4.12 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_{12} เปลี่ยนไป.....	102
ตารางที่ 4.13 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_{34} เปลี่ยนไป.....	103
ตารางที่ 4.14 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_5 เปลี่ยนไป.....	104
ตารางที่ 4.15 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_6 เปลี่ยนไป.....	105
ตารางที่ 4.16 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_b และ c_d เปลี่ยนไป.....	106
ตารางที่ 4.17 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_f และ c_h เปลี่ยนไป.....	107
ตารางที่ 4.18 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_j เปลี่ยนไป.....	108
ตารางที่ 4.19 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_b และ c_d กับ c_f และ c_h เปลี่ยนไป.....	109

สารบัญตาราง (ต่อ)

ฉ

หน้า

ตารางที่ 4.20 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_0 และ I_α เพิ่มขึ้น โดย k_b และ k_d เปลี่ยนไป.....	110
ตารางที่ 4.21 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_0 และ I_α ลดลง โดย k_b และ k_d เปลี่ยนไป.....	111
ตารางที่ 4.22 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_0 และ I_α เพิ่มขึ้น โดย k_f และ k_n เปลี่ยนไป.....	112
ตารางที่ 4.23 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_0 และ I_α ลดลง โดย k_f และ k_n เปลี่ยนไป.....	113



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญภาพ

	หน้า
รูปที่ 2.1 ระบบกันสะเทือนแบบปีกนกกับสปริงชนิด.....	4
รูปที่ 2.2 ระบบกันสะเทือนแบบคานแข่งกับแหนบ.....	5
รูปที่ 2.3 ภาพของรถต้นแบบ.....	8
รูปที่ 2.4 การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ครั้งแรกเป็น 2 ระดับชั้นความเร็ว.....	8
รูปที่ 2.5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ละเอียดขึ้นเป็น 8 ระดับชั้นความเร็ว.....	9
รูปที่ 2.6 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีรายละเอียดของส่วนประกอบ.....	10
รูปที่ 2.7 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีรายละเอียดของทิศทางการเคลื่อนที่.....	10
รูปที่ 2.8 การหาโหมดเซฟจากกราฟความถี่ของการสั่นสะเทือน.....	19
รูปที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแนวทางเชิงทฤษฎี (Theoretical route) และแนวทางเชิงการทดลอง (Experimental route).....	27
รูปที่ 3.2 อุปกรณ์การชั่งน้ำหนัก.....	28
รูปที่ 3.3 การหาจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อและเพลลา.....	29
รูปที่ 3.4 การแขวนชุดล้อหน้า.....	30
รูปที่ 3.5 การแขวนชุดล้อหลัง.....	31
รูปที่ 3.6 การแขวนตัวรถด้านข้าง.....	31
รูปที่ 3.7 การแขวนตัวรถด้านหน้า.....	32
รูปที่ 3.8 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางการหมุนและจุดศูนย์กลางมวล.....	32
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งของแหนบ.....	34
รูปที่ 3.10 การวัดระยะแหนบโก่งตัวเมื่อมีแรงมากระทำ.....	35

รูปที่ 3.11 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของยางล้อ.....	36
รูปที่ 3.12 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง.....	37
รูปที่ 3.13 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพ.....	38
รูปที่ 3.14 ทิศทางการสั่นของชุดล้อหน้า.....	39
รูปที่ 3.15 ทิศทางการสั่นของชุดล้อหลัง.....	40
รูปที่ 3.16 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าที่ตำแหน่งล้อหน้า.....	42
รูปที่ 3.17 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าที่ตำแหน่งล้อหลัง.....	43
รูปที่ 3.18 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างซ้าย.....	45
รูปที่ 3.19 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างขวา.....	47
รูปที่ 3.20 ทิศทางการสั่นของเบาะนั่งที่สังเกตจากด้านหน้าและด้านข้าง.....	49
รูปที่ 3.21 การทำงานของเครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer.....	57
รูปที่ 3.22 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหน้า.....	58
รูปที่ 3.23 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหลัง.....	58
รูปที่ 3.24 การติดตั้ง Accelerometer ที่ตัวรถ.....	59
รูปที่ 3.25 การติดตั้ง Accelerometer ที่เบาะนั่ง.....	60
รูปที่ 3.26 รถยนต์ในการลองและสิ่งกีดขวาง.....	61
รูปที่ 4.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของแกนหน้า.....	62
รูปที่ 4.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของแกนหลัง.....	63
รูปที่ 4.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของยางล้อหน้า.....	64

รูปที่ 4.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อหลัง.....	64
รูปที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลง ก. ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ข. มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ ค. ขนาดของการสั่นใน โดเมนเวลาของเบาะนั่ง.....	66
รูปที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลง ก. ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ข. มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ ค. ขนาดของการสั่น ในโดเมนเวลาของใช้ค้ำพ.....	68
รูปที่ 4.7 ผลการคำนวณในรูปโหนดเซฟของการสั่นสะท้อนใน A. Real part และ B. Phase angle part.....	75
รูปที่ 4.8 ผลการทดลองและการหาตำแหน่งความถี่ในการทดลอง.....	78
รูปที่ 4.9 การเปรียบเทียบค่าความถี่เพื่อหาค่าความถี่ในโหนด ที่ต้องการทั้ง 8 โหนด.....	79
รูปที่ 4.10 โหนดเซฟจากการทดลองของการสั่นสะท้อนใน Imaginary part และ Phase angle part.....	81
รูปที่ 4.11 ค่าการเปลี่ยนแปลงความถี่ที่โหนดการเคลื่อนที่ต่างๆที่ตำแหน่งอ้างอิง...82	
รูปที่ 4.12 ตำแหน่งต่างๆที่ทำการติดตั้ง Accelerometer.....	84
รูปที่ 4.13 โหนดตัวรถโยกหน้า-หลัง(Body pitch).....	85
รูปที่ 4.14 โหนดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Body hop).....	85
รูปที่ 4.15 โหนดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา(Body roll).....	86

สารบัญภาพ (ต่อ)

ณ

หน้า

รูปที่ 4.16 โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Seat hop).....	86
รูปที่ 4.17 โหมดชูดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Front wheel hop).....	87
รูปที่ 4.18 โหมดชูดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Rear wheel hop).....	87
รูปที่ 4.19 โหมดชูดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll).....	88
รูปที่ 4.20 โหมดชูดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll).....	89
รูปที่ 4.21 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เดิมเท่ากับ 214 kN/m.....	91
รูปที่ 4.22 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนเป็น 300 kN/m.....	91
รูปที่ 4.23 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนเป็น 100 kN/m.....	91
รูปที่ 4.24 การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดการสั่นสะเทือนของรถที่สังเกตจาก Transducer, Acc1 ที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถเมื่อวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง.....	114
รูปที่ 4.25 ค่าความหน่วงของรถเมื่อวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางที่สังเกตจาก Transducer ตำแหน่งตรงกลางตัวรถ.....	115
รูปที่ 4.26 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อจำลองอินพุทเป็น step function ของการสั่นสะเทือนทั้ง 8 โหมด.....	116
รูปที่ 4.27 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อไม่คำนึงถึง ความหน่วงของยางล้อสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ.....	117

รูปที่ 4.28 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึง	
ความหน่วงของยางล้อหน้าสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ.....	118
รูปที่ 4.29 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึง	
ความหน่วงของยางล้อหลังสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ.....	118
รูปที่ 4.30 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วง	
ของยางล้อหน้าสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของเบาะนั่ง.....	119
รูปที่ 4.31 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วง	
ของยางล้อหลังสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของเบาะนั่ง.....	120

รายการสัญลักษณ์

m_{12}	คือ มวลของชุดล้อหน้า
m_{34}	คือ มวลของชุดล้อหลัง
m_5	คือ มวลของตัวรถยนต์
m_6	คือ มวลของเบาะกับคนขับ
x_{12}	คือ การกระจัดของชุดล้อหน้า
x_{34}	คือ การกระจัดของชุดล้อหลัง
x_5	คือ การกระจัดของตัวรถยนต์
x_6	คือ การกระจัดของเบาะกับคนขับ
γ	คือ การเคลื่อนที่เชิงมุมของชุดล้อหน้า
β	คือ การเคลื่อนที่เชิงมุมของชุดล้อหลัง
θ	คือ pitch angle ของตัวรถ
α	คือ roll angle ของตัวรถ
k_a	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหน้าขวากระทำกับผิวถนน
k_b	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหน้าขวากระทำกับตัวรถ
k_c	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหน้าซ้ายกระทำกับผิวถนน
k_d	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหน้าซ้ายกระทำกับตัวรถ
k_e	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหลังซ้ายกระทำกับผิวถนน
k_f	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหลังซ้ายกระทำกับตัวรถ
k_g	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหลังขวากระทำกับผิวถนน
k_h	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ล้อหลังขวากระทำกับตัวรถ
k_i	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่น้ำหนักเบาะกับคนขับกระทำกับตัวรถ
c_a	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อหน้าขวากระทำกับผิวถนน
c_b	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ล้อหน้าขวากระทำกับตัวรถ
c_c	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อหน้าซ้ายกระทำกับผิวถนน
c_d	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ล้อหน้าซ้ายกระทำกับตัวรถ
c_e	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อหลังซ้ายกระทำกับผิวถนน
c_f	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ล้อหลังซ้ายกระทำกับตัวรถ

- c_g คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ยางล้อหลังขวาระทำกับผิวถนน
- c_h คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่ล้อหลังขวาระทำกับตัวรถ
- c_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงที่น้ำหนักเบาะกับคนขับกระทำกับตัวรถ
- l_{fr} คือ ระยะที่วัดจากยางล้อด้านขวาถึงจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อหน้า
- l_{fl} คือ ระยะที่วัดจากยางล้อด้านซ้ายถึงจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อหน้า
- l_{rr} คือ ระยะที่วัดจากยางล้อด้านขวาถึงจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อหลัง
- l_{rl} คือ ระยะที่วัดจากยางล้อด้านซ้ายถึงจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อหลัง
- l_{br} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางยางล้อด้านขวาถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้า
- l_{bl} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางยางล้อด้านซ้ายถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้า
- l_{sf} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางล้อหน้าด้านซ้ายถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้าง
- l_{sr} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางล้อหลังด้านซ้ายถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้าง
- l_{sq1} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางเบาะนั่งถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้า
- l_{sq2} คือ ระยะที่วัดจากศูนย์กลางเบาะนั่งถึงจุดศูนย์กลางมวลของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้าง

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

รถยนต์ได้ถูกประดิษฐ์ขึ้นมาเป็นเวลากว่า 100 ปีมาแล้ว รถยนต์คันแรกที่มีพื้นฐานมาจาก รถที่ใช้ม้าลาก และได้นำเอาเครื่องยนต์แก๊สโซลีนมาใช้แทน ซึ่งได้ชื่อเรียกว่า “รถลากใช้ก๊าซ” หรือ เรียกว่า “รถบรรทุกไม่ใช้แรงม้า” เครื่องยนต์ที่ใช้เป็นแบบลูกสูบเดี่ยวที่ให้กำลังเพียง 1 ถึง 2 แรงม้า ดังนั้นคำว่า “แรงม้า” จึงนำมาใช้แทนการเรียกกำลังที่ใช้ลากรถในปัจจุบัน รถยนต์ที่ใช้เครื่องยนต์ ก๊าซเป็นตัวลากคันแรก ถูกสร้างโดย คาร์ล เบนซ์ ชาวเยอรมันเมื่อปี ค.ศ.1885 และ 1886 เป็นรถ ที่มีล้อ 3 ล้อ ประกอบด้วยล้อหน้า 1 ล้อ และล้อหลัง 2 ล้อ และในปีเดียวกัน ก๊อตลิบ เดมเลอร์ ชาว เยอรมันก็ได้สร้างจักรยานยนต์ที่ทำด้วยไม้ และสร้างรถลาก 4 ล้อที่ลากด้วยเครื่องยนต์ก๊าซ หลังจากนั้นเป็นต้นมา ก็ได้มีการพัฒนารถยนต์ขึ้นเป็นลำดับจนถึงปัจจุบัน

ประมาณ 15,000 ชิ้นส่วนที่ประกอบกันขึ้นเป็นรถยนต์จะถูกจัดแบ่งเป็นระบบต่างๆ โดย แต่ละกลุ่มระบบหนึ่งๆมักจะเกิดจากการทำงานร่วมกันของชิ้นส่วนตั้งแต่ 2 ชิ้นขึ้นไป เพื่อให้ทำงาน ตามที่ต้องการ เช่น การทำงานร่วมกันของการเบรก และการหมุนของพวงมาลัย เป็นต้น แม้ว่า รถยนต์จะมีทั้งขนาดใหญ่และเล็กต่างกัน แต่ว่าทำงานบนส่วนประกอบพื้นฐานและระบบที่ เหมือนกัน ส่วนประกอบพื้นฐานหลักๆมีดังนี้คือ ระบบเครื่องยนต์ ระบบส่งกำลัง ระบบกัน สะเทือน ระบบเบรก ระบบไฟฟ้า และตัวรถ ซึ่งการทำงานและการเคลื่อนที่ของระบบต่างๆเหล่านี้ ล้วนแต่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนของรถยนต์ อันเป็นผลทำให้การขับขี่และการขนส่งเกิดความไม่ สะดวกสบาย โดยทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อนเมื่อรถยนต์วิ่งอย่างไม่ สมดุล ซึ่งจะส่งผลถึงความสะดวกสบายและความปลอดภัยของผู้ขับขี่นั่นเอง ด้วยเหตุนี้จึงเป็น จุดเริ่มต้นให้เกิดการวิจัยเกี่ยวกับการสั่นสะเทือนของระบบต่างๆของรถยนต์กันอย่างแพร่หลาย โดยแต่ละผลงานวิจัยได้มุ่งเน้นเฉพาะเจาะจงไปในระบบที่ผู้ทำวิจัยมีความสนใจ เช่น ระบบล้อ ระบบส่งถ่ายกำลัง ระบบเบรก ระบบกันสะเทือน และระบบเครื่องยนต์ ทั้งนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อลด การสั่นสะเทือนของรถยนต์ที่ไม่ต้องการและตอบสนองของความต้องการของมนุษย์

แม้ว่านานาประเทศจะได้พัฒนาขีดความสามารถของรถยนต์ให้ไปสู่จุดที่ทันสมัยอย่าง มากในปัจจุบัน แต่สำหรับประเทศไทยแล้ว นับว่าเป็นจุดเริ่มต้นที่จะได้เริ่มพัฒนาระบบยานยนต์ ของประเทศ เพื่อให้ก้าวไปสู่การนำเอาผลงานที่เกิดจากการวิจัยไปใช้ประดิษฐ์รถยนต์ที่เป็นผลงาน ของคนไทยต่อไป

ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้มุ่งศึกษาและทดลองทำการพิจารณาถึงการสัมพันธ์กันของรถยนต์ทั้งระบบ โดยนำเอาระบบย่อยๆของรถยนต์ที่ได้มีผู้ทำการศึกษาวิจัยแล้วมารวมกัน ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อให้สามารถนำเอาข้อมูลที่เกิดขึ้นจากการสัมพันธ์กันของระบบย่อยๆในรถยนต์ที่มีอิทธิพลของการสัมพันธ์กัน มาประมวลผลในระบบรวมทั้งหมดของรถยนต์ ซึ่งจะช่วยให้มองเห็นการสัมพันธ์กันที่แท้จริงของรถยนต์ทั้งระบบ แล้วสามารถนำผลที่ได้นี้มาทำการศึกษาวិเคราะห์ เพื่อลดปัจจัยของการสัมพันธ์กันที่ไม่ต้องการได้ อันจะเป็นข้อมูลที่เป็นประโยชน์สำหรับผู้ผลิตรถยนต์ที่จะสามารถผลิตรถยนต์ที่มีความปลอดภัยและสะดวกสบายในการขับขี่ต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรถบรรทุกเล็ก
2. เพื่อศึกษาการสัมพันธ์กันของรถบรรทุกเล็กในสภาพการใช้งานจริงและวิเคราะห์ผลของการสัมพันธ์กันนั้น
3. เพื่อนำลักษณะการสัมพันธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ไปปรับปรุงและแก้ไขโครงสร้างหรือชิ้นส่วนของรถบรรทุกเล็กเพื่อลดการสัมพันธ์กัน

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. จำลองแบบของรถบรรทุกเล็กที่เกิดการสัมพันธ์กันทั้งระบบ
2. วัดมวล ระยะยึดตัว และอัตราเร็วของส่วนประกอบของรถบรรทุกเล็กที่จะทำการวัดการสัมพันธ์กัน
3. นำผลที่ได้จากการวัดมาทำการคำนวณหา ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่ง ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง ค่าโมเมนต์ความเฉื่อย และจุดศูนย์กลางมวลของรถบรรทุกเล็ก
4. ตรวจวัดการสัมพันธ์กันในสภาพใช้งานจริง
5. วิเคราะห์ผลของการสัมพันธ์กันของรถบรรทุกเล็กทั้งระบบขณะกำลังเคลื่อนตัว แล้วทำการปรับลดการสัมพันธ์กันที่ไม่ต้องการเพื่อเพิ่มความสะดวกสบายในการขับขี่

1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1. ได้แบบจำลองของรถบรรทุกเล็กที่เกิดการสิ้นสະเทือนทั้งระบบ ที่มีระดับความเร็วเท่ากับ 8 ตามที่ต้องการ
2. สามารถนำเอาสมการที่วิเคราะห์ ไปใช้ได้เมื่อให้ภาระที่มีผลต่อการสิ้นของรถบรรทุกเล็ก
3. สามารถวิเคราะห์ผลการสิ้นสະเทือนของรถบรรทุกเล็กทั้งระบบ แล้วปรับลดการสิ้นสະเทือนที่ไม่ต้องการและเพิ่มความสะดวกสบายในการขับขี่ได้

1.5 วิธีดำเนินการวิจัย

ขั้นตอนและวิธีการดำเนินการวิจัยโดยละเอียด

ขั้นตอน	(เริ่มทำวิทยานิพนธ์เมื่อเดือน ตุลาคม 2544)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
1.	ศึกษาและรวบรวมข้อมูล	---	---	---	---	---														
2.	ทดลองการสิ้นสະเทือนของรถยนต์ทั้งระบบ						---	---	---	---										
3.	ทดลองการสิ้นสະเทือนโดยพิจารณาผลกระทบจากชุดล้อและเพลาล้อหน้า ชุดล้อและเพลาล้อหลัง ตัวรถ และ เบาะนั่ง แล้วปรับลดการสิ้นสະเทือนที่ไม่ต้องการ										---	---	---	---						
4.	วิเคราะห์ข้อมูลและสรุปผล														---	---	---			
5.	จัดทำรายงานเพื่อนำเสนอ และสรุปผล																		---	---

และตารางเวลาการดำเนินการทดลองนั้น ได้แสดงไว้ในภาคผนวก ก. ตามลำดับ

บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

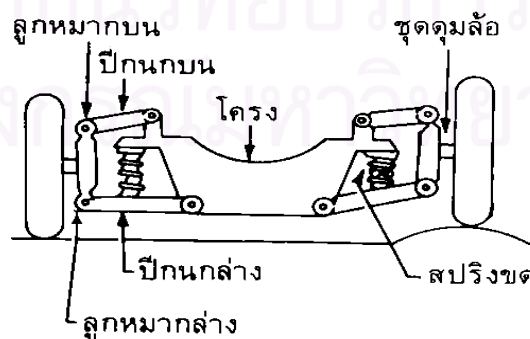
2.1 แนวคิดและทฤษฎี

2.1.1 ระบบกันสะเทือน

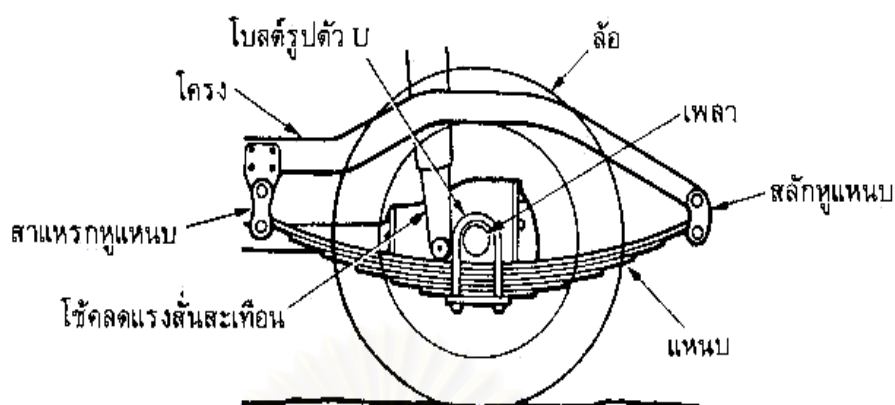
ล้อรถยนต์อาจจะยึดอยู่กับแกนเพลลาซึ่งรองรับด้วยสปริงหรือแหนบ หรือยึดอย่างอิสระอยู่กับสปริงก็ได้ สำหรับระบบกันสะเทือนแบบดั้งเดิม ล้อแต่ละคู่จะยึดติดกับปลายของเพลลาล้อซึ่งเป็นคานแข็ง แสชชีสจะถูกรองรับด้วยล้อโดยมีแหนบคั่นอยู่ระหว่างเพลลาล้อกับแสชชีส ระบบกันสะเทือนแบบนี้ การเคลื่อนไหวของล้อแต่ละข้างเมื่อตกหลุมหรือวิ่งบนถนนขรุขระจะไม่เป็นอิสระต่อกัน รถจะสะเทือนมาก สำหรับระบบกันสะเทือนอิสระ การเคลื่อนที่ของรถยนต์เมื่อวิ่งบนทางที่ไม่เรียบจะมีความสะเทือนน้อยกว่าเพราะการเคลื่อนไหวของล้อเป็นอิสระต่อกันเนื่องจากไม่ได้ใช้เพลลาแข็ง

ระบบกันสะเทือนจะประกอบด้วยสปริงกับช็อคแอบซอร์เบอร์ (shock absorber) สปริงมีหน้าที่รับแรงกระแทก ส่วนช็อคแอบซอร์เบอร์มีหน้าที่หน่วงการกระแทกไม่ให้เด่นตามการสั่นของสปริง สปริงที่นิยมใช้มีอยู่ 3 แบบคือ แหนบ สปริงขดและทอร์ชันบาร์ (torsion bar)

รถยนต์ขนาดเล็กเช่น รถเก๋ง รถสปอร์ต และรถกระบะเล็กทั่วไปในปัจจุบันนี้นิยมใช้ระบบกันสะเทือนล้อหน้าเป็นแบบอิสระ ซึ่งอาจจะเป็นปีกนกกับสปริงขดหรือทอร์ชันบาร์ หรือแม็กเฟอร์สันสตรัทส่วนที่ล้อหลังเป็นคานแข็งกับแหนบ รถยนต์นั่งสมัยใหม่อาจใช้ระบบกันสะเทือนอิสระทั้ง 4 ล้อก็ได้ แต่สำหรับรถยนต์ขนาดใหญ่ เช่นรถโดยสารและรถบรรทุกจะใช้ระบบกันสะเทือนแบบคานแข็งกับแหนบทั้งล้อหน้าและล้อหลัง รูปที่ 2.1 และ 2.2 ได้แสดงระบบกันสะเทือนแบบปีกนกกับสปริงขดและคานแข็งกับแหนบไว้ตามลำดับ[6] [7]



รูปที่ 2.1 ระบบกันสะเทือนแบบปีกนกกับสปริงขด[1]



รูปที่ 2.2 ระบบกันสะเทือนแบบคานแข็งกับแหนบ[1]

2.1.2 การสั่นสะเทือนกับความสบายของมนุษย์

เมื่อมวลซึ่งถูกรองรับด้วยสปริง เช่น แซชชีสของรถยนต์มีแรงกระแทก (impact) กระทำ มันจะเกิดการเคลื่อนที่แบบสั่นและจะยังคงสั่นต่อไปจนกว่าพลังงานของการกระแทกจะสลายหายไปด้วยแรงหน่วง (damping force) ที่มาเอาชนะ สาเหตุที่เกิดการสั่นสะเทือนของรถยนต์ อาจเกิดจาก

1. ความขรุขระของผิวถนน
2. การไม่สมดุลของเครื่องยนต์ (เครื่องยนต์สั่น)
3. การแกว่ง (whirling) ของเพลา
4. แรงที่เกิดจาก eccentric mechanism
5. การกระตุกเป็นจังหวะเนื่องจากการหมุนของล้อและเพลาส่งกำลัง

การสั่นสะเทือนเนื่องจากสาเหตุเหล่านี้ อาจจะเป็นแบบ free vibration หรือ forced vibration ก็ได้ free vibration อาจเกิดขึ้นเมื่อรถยนต์วิ่งผ่านไปบนผิวถนนที่เป็นหลุมขนาดใหญ่ ซึ่งจะสลายพลังงานให้หายไปด้วยการ damping ในทางตรงกันข้าม forced vibration อาจเกิดขึ้นเมื่อ disturbances เกิดขึ้นเรื่อยๆ เช่น วิ่งไปบนสิ่งกีดขวางจำนวนมากบนผิวถนน ในกรณีนี้แม้ว่าจะมีการ damping แต่การสั่นสะเทือนอาจจะมีอยู่และสูงถึงระดับที่ไม่พึงพอใจได้

และโดยทั่วไป การสั่นขึ้นลงของล้อจะมี natural frequency มากกว่าการเคลื่อนที่ของตัวรถถึง 6 – 10 เท่า [1] ความแตกต่างใน natural frequency ที่มากกว่ากันมากนี้ทำให้การเคลื่อนที่

ของตัวรถและการเคลื่อนที่ของล้อ เกิดขึ้นอย่างเกือบจะอิสระต่อกัน ดังนั้นการเคลื่อนที่ของตัวรถ และล้อจึงสามารถศึกษาแยกออกจากกันได้ ซึ่งจะช่วยให้ปัญหาง่ายขึ้นมาก

ดังที่รู้มาแล้วว่าการสั่นสะเทือนทำให้มนุษย์เกิดความรู้สึกไม่สบาย แต่ก็ยังมีความไม่แน่นอนบางอย่างว่า degree of freedom และ amplitude (ซึ่งเป็น element ของการเคลื่อนที่แบบ สั่น) ที่เกิดขึ้นจะเป็นเท่าใด การเคลื่อนที่อย่างสม่ำเสมอหรือการเร่งเครื่องอย่างนี้มนวลจะทำให้ผู้ ขับขี่และผู้โดยสารรู้สึกสบายเมื่ออยู่ในตัวถังรถ ในทางตรงข้ามการเร่งเครื่องอย่างทันทีทันใดจะทำให้ผู้ขับขี่รับแรงกระแทกและแรงกระชากอย่างรุนแรง

ความขรุขระของผิวถนนทำให้รถยนต์เกิดอัตราเร่งในแนวตั้ง เพราะว่าผู้โดยสารถูกกักอยู่ ภายในรถ สิ่งนี้จึงเพิ่มความรู้สึกไม่สบายเพิ่มเข้าไปอีก เมื่อรถยนต์ถูกขับไปบนถนน การสั่นของ มวลที่ถูกรองรับด้วยสปริงจะมีความถี่ซึ่งไม่เพียงขึ้นอยู่กับความถี่ซึ่งถูกถนนส่งอาการกระแทก (impulse) หรือรับเอาอาการกระแทกเข้ามาเกี่ยวข้องเท่านั้น แต่จะมีความสัมพันธ์ระหว่าง stiffness ของสปริงและมวลที่ถูกรองรับด้วยสปริงของรถเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย

หน้าที่ของยางในขั้นต้นก็คือปกป้องล้อไม่ให้เป็นอันตรายจากถนน โดยสปริงหรือแหนบจะ รับหน้าที่หลักในการสร้างความรู้สึกสุขสบายในการขับขี่ แหนบที่ล้อหลังจะสร้างให้มีความยืดหยุ่น มากกว่าแหนบที่ล้อหน้าเพื่อทำให้การขับขี่ดีขึ้น แหนบที่ล้อหน้าจะต้องแข็งแรงที่จะรับแรงกระแทก และควบคุมการเคลื่อนที่ของล้อและเพลาล้อหน้า ถ้าแหนบแข็งเกินไปการบังคับเลี้ยวจะควบคุมได้ ยากเพราะแรงที่มากกระแทกจะส่งผลกระทบต่อ การบังคับทิศทางของรถ ถ้าแหนบอ่อนเกินไปจะทำให้ การรับน้ำหนักได้น้อยและรถจะเกิดการสั่นมากเมื่อได้รับแรงกระแทก การนำเอาระบบกัน สะเทือนอิสระมาใช้กับล้อหน้าในรถยนต์นั้นทำให้เกิดความรู้สึกสบายในการขับขี่มาก เพราะว่า สปริงขดที่ล้อหน้าจะอ่อนกว่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับแบบที่ใส่แหนบ

ระบบกันสั่นสะเทือนทั้งหลายจะมีแรงหน่วงตามธรรมชาติอย่างแน่นอน ซึ่งระบบกัน สะเทือนของรถยนต์จะมีแรงหน่วงตามธรรมชาติที่น้อยที่สุด ถ้าใช้สปริงขดหรือทอร์ชันบาร์ เพราะว่า แรงหน่วงจะเกิดขึ้นจากความฝืดที่ข้อต่อหรือแบริงของ guide mechanism เป็นส่วนใหญ่ ในกรณี ที่เป็นแหนบ ความฝืดระหว่างแผ่นแหนบจะเป็นแหล่งกำเนิดแรงหน่วงเป็นส่วนใหญ่ แต่ไม่ว่าจะ เป็นสปริงแบบใดก็ตามจะไม่มีแรงหน่วงเพียงพอสำหรับการขับขี่อย่างสุขสบายสำหรับทุกสภาวะ เพราะฉะนั้นในรถยนต์นั้นจะต้องติดอุปกรณ์ในการหน่วงเข้าไปเป็นพิเศษ เพื่อความสะดวกจะ เรียกว่า damper

ดังได้กล่าวมาแล้วว่าปัญหาการสั่นสะเทือนของรถยนต์นั้นสลับซับซ้อนมาก เพราะว่าเป็น ระบบแบบ multi degree of freedom ในการวิเคราะห์จึงต้องใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อ วิเคราะห์ปัญหาจริง

2.1.3 การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

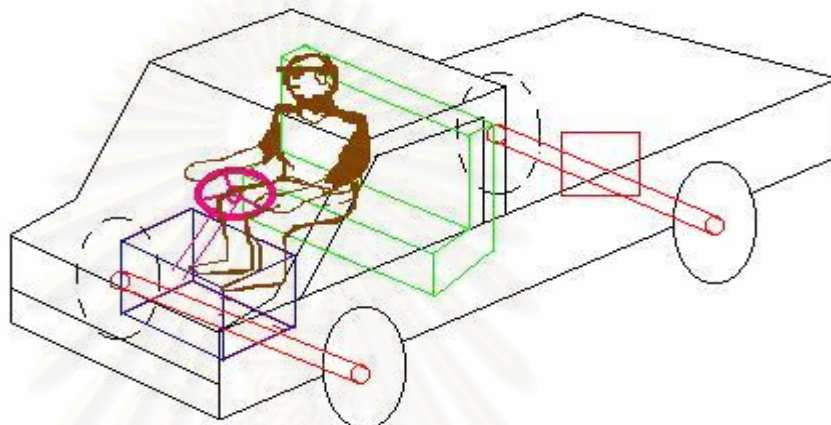
ระบบสั่นสะเทือนคือระบบพลวัตที่มีตัวแปรที่มีการกระตุ้น (Input) และการตอบสนอง (Output) ที่ขึ้นกับเวลา การตอบสนองของระบบที่มีการสั่นสะเทือนโดยปกตินั้นจะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขเริ่มต้นรวมทั้งการกระตุ้นจากภายนอกระบบด้วย ส่วนใหญ่แล้วระบบที่มีการสั่นสะเทือนนั้น ในทางปฏิบัติจะมีความซับซ้อนมาก จึงทำให้มีความจำเป็นที่ต้องพิจารณารายละเอียดทั้งหมดเพื่อการวิเคราะห์ทางคณิตศาสตร์ เฉพาะจุดเด่นที่สำคัญๆ เท่านั้นที่จะถูกพิจารณาในการวิเคราะห์ เพื่อที่จะทำนายพฤติกรรมของระบบภายใต้เงื่อนไขเฉพาะของ Input โดยส่วนใหญ่แล้วพฤติกรรมโดยรวมของระบบสามารถหาได้โดยพิจารณาแบบจำลองง่ายๆ ของระบบทางกายภาพที่ซับซ้อน ดังนั้นการวิเคราะห์ระบบที่มีการสั่นสะเทือนจึงเกี่ยวข้องกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical modeling) การได้มาของสมการบังคับ (Derivation of governing equation) ผลเฉลยของสมการ (Solution of the equations) และการตีความหมายของผลที่ได้ (Interpretation of the results)

2.1.3.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Mathematical modeling)

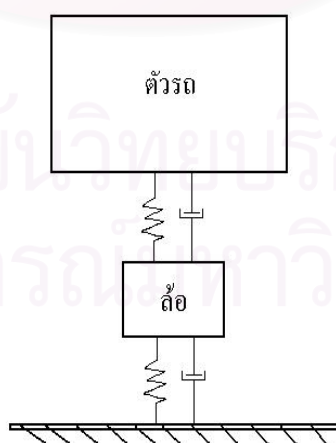
จุดประสงค์ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์คือเพื่อแทนจุดสำคัญทั้งหมดของระบบ เพื่อที่จะสามารถนำไปใช้ในการสร้างสมการทางคณิตศาสตร์ที่ครอบคลุมพฤติกรรมของระบบ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ควรจะต้องมีรายละเอียดที่เพียงพอที่จะสามารถอธิบายระบบในเทอมของสมการที่ปราศจากความซับซ้อนจนเกินไป แบบจำลองทางคณิตศาสตร์อาจจะเป็นแบบเชิงเส้นหรือไม่เชิงเส้นก็ได้ โดยขึ้นอยู่กับพฤติกรรมขององค์ประกอบของระบบ แบบจำลองเชิงเส้นจะให้ผลเฉลยได้อย่างรวดเร็วและง่ายพอที่จะแก้ปัญหาด้วยวิธีการทางคณิตศาสตร์ง่ายๆ อย่างไรก็ตาม แบบจำลองไม่เชิงเส้นในบางครั้งก็แสดงให้เห็นเอกลักษณ์เฉพาะที่แน่ชัดของระบบที่ไม่สามารถจะทำนายได้โดยแบบจำลองเชิงเส้น ดังนั้นการตัดสินใจทางวิศวกรรมมากมายของระบบที่มีการสั่นสะเทือน จึงถูกนำเสนอด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในบางครั้งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะถูกปรับปรุงให้เกิดผลที่มีความแม่นยำขึ้น โดยวิธีการคือ เริ่มต้นจากการจำลองระบบด้วยแบบจำลองที่มีความหยาบมากๆ ก่อนดังแสดงในรูปที่ 2.3 เพื่อให้เข้าใจถึงพฤติกรรมของระบบอย่างรวดเร็ว หลังจากนั้นก็ทำการแบ่งย่อยส่วนประกอบต่างๆ หรือรายละเอียดของระบบดังแสดงในรูปที่ 2.4 ดังนั้นจึงทำให้สามารถเห็นพฤติกรรมของระบบอย่างใกล้ชิดยิ่งขึ้น

ในการวิเคราะห์จะสมมุติว่า รถเคลื่อนที่อยู่ในระนาบของกระดาษโดยการเคลื่อนที่ประกอบด้วย การเคลื่อนที่ในแนวตั้งของตัวถังรถยนต์ ลูกล้อ เครื่องยนต์ และเบาะกับคนขับ ซึ่งจะพิจารณาระบบโดยพิจารณาระดับความเร็วเท่ากับ 8 สามารถดูที่มาของการวิเคราะห์ได้ที่ [3] [4] [7] [8] ซึ่งมีแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 2.3 ถึงรูปที่ 2.7 ต่อไปนี้

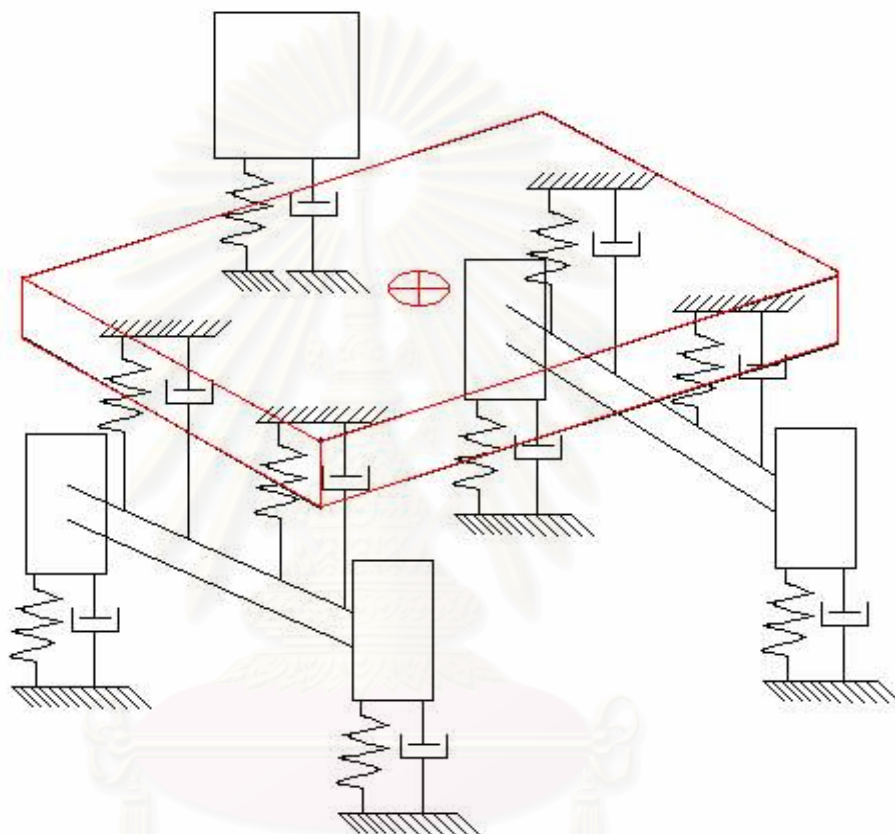


รูปที่ 2.3 ภาพของรถต้นแบบ



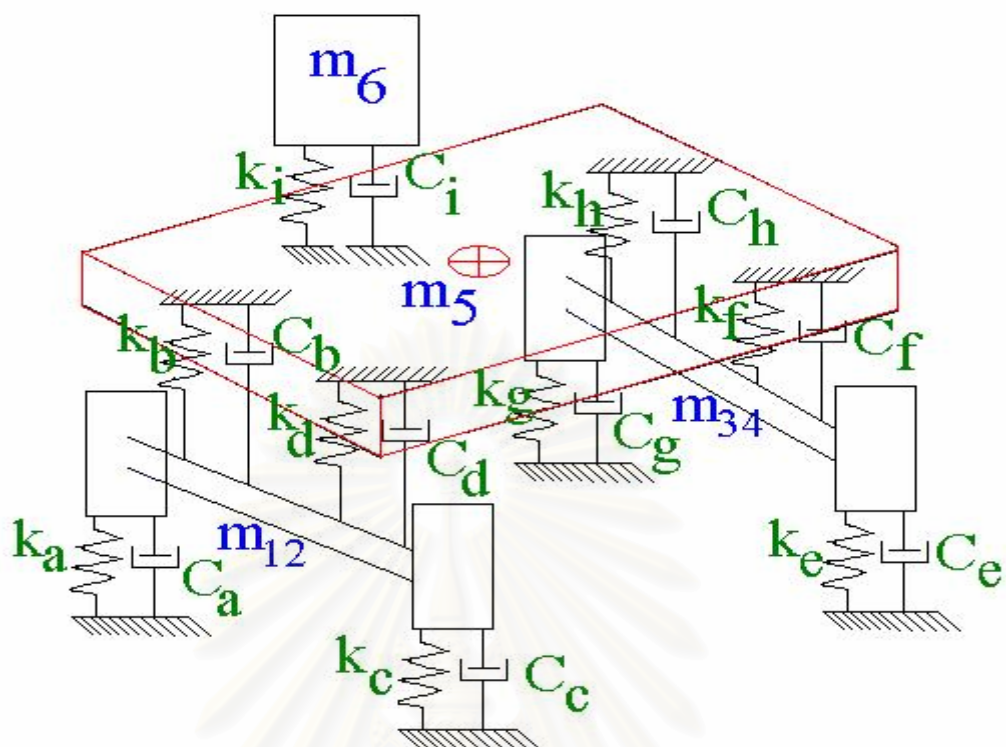
รูปที่ 2.4 การจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ครั้งแรกเป็น 2 ระดับชั้นความเร็ว

จากรูปที่ 2.3 จะเห็นได้ว่าเป็นภาพของรถต้นแบบ ซึ่งเมื่อทำการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์ครั้งแรกจะได้เป็น 2 ระดับชั้นความเร็วดังรูปที่ 2.4 และเมื่อทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ละเอียดขึ้นเป็น 8 ระดับชั้นความเร็วจะได้แบบจำลองดังรูปที่ 2.5 และมีรายละเอียดของค่าทางกายภาพต่างๆและทิศทางการเคลื่อนที่ดังแสดงในรูปที่ 2.6 และรูปที่ 2.7

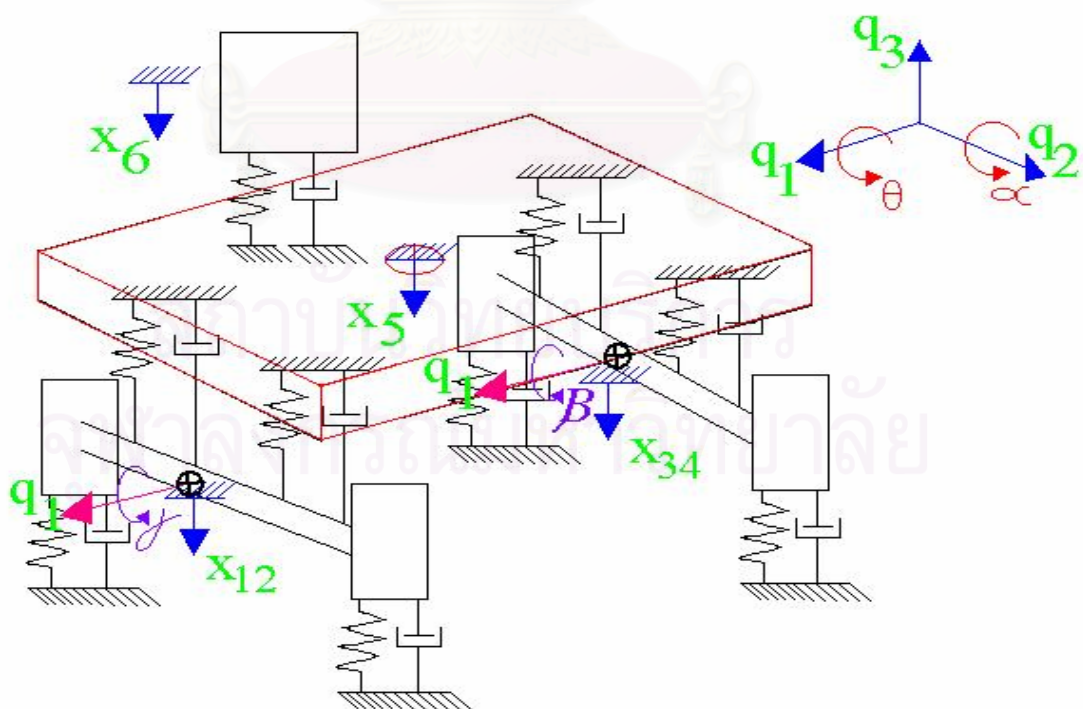


รูปที่ 2.5 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ละเอียดขึ้นเป็น 8 ระดับชั้นความเร็ว

สถาบันวิจัยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2.6 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีรายละเอียดของส่วนประกอบ



รูปที่ 2.7 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีรายละเอียดของทิศทางการเคลื่อนที่

โดยที่สัญลักษณ์  นี้ใช้แสดงทิศทางการเคลื่อนที่ออกจากตำแหน่งสมดุลสถิต (Static equilibrium)

2.1.3.2. การได้มาของสมการบังคับ (Derivation of governing equation)

เมื่อการจำลองแบบทางคณิตศาสตร์เสร็จแล้ว จะใช้หลักการทางพลศาสตร์หาที่มาของสมการที่จะสามารถอธิบายการสั่นสะเทือนของระบบ สมการการเคลื่อนที่ที่สามารถหาได้เหมาะสมโดยการเขียน Free-body-diagrams ของมวลทั้งหมดที่เกี่ยวข้อง Free-body-diagrams ของมวลได้มาจากการแยกมวลแล้วกำหนดแรงภายนอกที่มากระทำ แรงต้านการเคลื่อนที่ และแรงเนื่องจากความเฉื่อยทั้งหมด สมการการเคลื่อนที่ของระบบที่มีการสั่นสะเทือนมักจะอยู่ในรูปแบบของกลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลอันดับต้น (Ordinary differential equation) สำหรับระบบที่เป็นแบบแบ่งแยก และอยู่ในรูปแบบของกลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลแยกส่วน (Partial differential equation) สำหรับระบบที่มีความต่อเนื่อง สมการที่ได้ อาจจะเป็นแบบเชิงเส้นหรือไม่เชิงเส้นก็ได้ โดยขึ้นอยู่กับพฤติกรรมขององค์ประกอบของระบบ การได้มาของสมการบังคับหาได้อยู่ 3 วิธีด้วยกันคือ (1) กฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 2 ของนิวตัน (Newton's 2nd law of motion) (2) หลักการของเดอว์เลมแบร์ (d' Alembert's principle) (3) หลักการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of energy) หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า สมการของลากรางจ์ (Lagrange's equation) [3] [4] [8] [9] ในที่นี้จะใช้วิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการบังคับ

ถ้าแกนพิกัดทั่วไป q (generalized coordinate) ถูกใช้แทนที่การกระจัดจริง x_i ของการเคลื่อนที่ แล้วพลังงานจลน์ของระบบสามารถเขียนได้เป็น

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^T [m] \dot{q} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

และเมตริกซ์ $[m]$ ในสมการที่ 2. นี้ถูกเรียกเป็น เมตริกซ์มวลทั่วไป (generalized mass matrix) [3] [4] [8] [9]

ส่วนพลังงานศักย์รวมสามารถแสดงได้ดังนี้

$$V = \frac{1}{2} q^T [k] q \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

เมื่อเมตริกซ์ $[k]$ เรียกว่า เมตริกซ์สัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งทั่วไป (generalized stiffness matrix) [3] [4] [8] [9]

ในหลายกรณีที่ผลของความหน่วงเข้ามาเกี่ยวข้อง ถ้าการตอบสนองของระบบต้องการให้เกี่ยวเนื่องกับคาบของเวลาที่ยาวนานเมื่อเทียบกับคาบของระบบธรรมชาติ ถ้าความถี่ธรรมชาติของการกระตุ้น (ในกรณีของแรงที่เป็นคาบ) เข้าใกล้หรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติหนึ่งของระบบ ความหน่วงของระบบจำเป็นต้องพิจารณาเป็นอันดับแรก ในกรณีทั่วไปนั้นไม่สามารถรู้ได้ถึงผลของความหน่วง จึงทำให้การพิจารณาเกิดกับระบบสั่นบางระบบเท่านั้น ในที่นี้จะพิจารณาสมการการเคลื่อนที่ ที่มีความหน่วงของระบบที่มีหลายระดับความเสรี และผลเฉลยในรูปของสมการลากรานจ์ ถ้าระบบมีความหน่วงแบบหนืด การเคลื่อนที่ของระบบจะถูกต้านด้วยแรงที่มีขนาดที่เป็นสัดส่วนกับความเร็ว แต่มีทิศทางที่ตรงข้ามกัน ซึ่งสามารถแสดงในรูปฟังก์ชันการกระจายของราห์ลีย์ ใช้สัญลักษณ์ R . [8] โดยการนำมาจากสมการของลากรานจ์ ฟังก์ชันดังกล่าวเป็นดังนี้

$$R = \frac{1}{2} \dot{q}^T [c] \dot{q} \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

เมื่อเมตริกซ์ $[c]$ เรียกว่า เมตริกซ์สัมประสิทธิ์ความหน่วงทั่วไป (generalized damping matrix) และให้ค่าที่เป็นบวก เช่นเดียวกับเมตริกซ์ของมวลทั่วไปและสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งทั่วไป

สมการลากรานจ์ (Lagrange's equation) ในกรณีเช่นนี้เขียนได้เป็น

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = F_i \quad ; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

ในกรณีของ Free vibration จะกำหนดให้ $F_i = 0$ [8]

นำสมการที่ 2.1 2.2 และ 2.3 แทนลงในสมการลากรานจ์ จะได้สมการการเคลื่อนที่ดังนี้

$$[m] \ddot{q} + [c] \dot{q} + [k] q = \bar{F} \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

2.1.3.2.1 การวิเคราะห์โหมดเดล (Modal Analysis)

2.1.3.2.1.1 การหารูปแบบสเปซสเตต (State space model)

เมื่อมีแรงภายนอกมากระทำต่อระบบที่มีหลายระดับความเสรี ระบบดังกล่าวจะกลายเป็นระบบเส้นแบบบังคับ สำหรับระบบที่มีจำนวนพิกัดหรือระดับความเสรีเท่ากับ n สมการการเคลื่อนที่จะเป็นจำนวน n กลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับสองที่มีความสัมพันธ์กัน ผลเฉลยของสมการเหล่านี้จะเป็นเชิงซ้อนเมื่อระดับความเสรีมีค่ามากหรือฟังก์ชันของแรงที่มากระทำเป็นแบบ nonperiodic ในกรณีเช่นนี้จะใช้วิธีแก้ปัญหาก็เหมาะสมซึ่งเรียกว่า การวิเคราะห์โหมดเดล (Modal Analysis) วิธีการนี้ได้ถูกใช้ขยายความทฤษฎีและการกระจัดของมวลทั้งหมดให้อยู่ในรูปแบบการรวมกันเชิงเส้นของโหมดทั่วไป (normal mode) ของระบบ การเปลี่ยนรูปแบบให้เป็นเชิงเส้นนี้ทำให้สามารถพิจารณาสมการการเคลื่อนที่เป็นจำนวน n กลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับสองที่ไม่มีความเกี่ยวพันกันได้ ผลเฉลยของสมการเหล่านี้จะสมมูลกับผลเฉลยของสมการจำนวน n สมการของระบบที่มีระดับความเสรีเดียว

เนื่องจาก [c] เป็นเมตริกซ์ความหน่วงแบบหนืดทั่วไป ก่อนที่จะทำการวิเคราะห์โหมดเดล จำเป็นต้องจัดรูปสมการที่ 2.5 ให้เหมาะสมก่อน โดยใช้วิธีของดันแคน (Duncan) [7] ซึ่งจะทำให้สมการการเคลื่อนที่เป็นจำนวน n กลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับสอง กลายเป็นสมการการเคลื่อนที่เป็นจำนวน $2n$ กลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับหนึ่ง โดยอาศัยแบบจำลองปริภูมิแบบต่อเนื่อง (Continuous state space model) ดังนี้

พิจารณาสมการการเคลื่อนที่ที่มี การกระจัดเป็น x_i จะได้ว่า

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad \dots\dots (2.6)$$

ดังนั้น

$$\begin{bmatrix} [0]_{n \times n} & [m] \\ [m] & [c] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{x}\} \\ \{\dot{x}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -[m] & [0]_{n \times n} \\ [0]_{n \times n} & [k] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0]_{n \times 1} \\ \{f\} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (2.7)$$

กำหนดให้ตัวแปรสแตต $\{x'\} = \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{x\} \end{Bmatrix}$

และให้ input คือ $\{u\} = \begin{bmatrix} [0]_{n \times 1} \\ \{f\} \end{bmatrix}$

กำหนดให้

$$[A] = \begin{bmatrix} [0]_{n \times n} & [m] \\ [m] & [c] \end{bmatrix}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} -[m] & [0]_{n \times n} \\ [0]_{n \times n} & [k] \end{bmatrix}$$

ดังนั้นสมการที่ 2.7 เขียนได้เป็น

$$[A]\{\dot{x}'\} + [B]\{x'\} = \{u\} \quad \dots\dots (2.8)$$

สมการที่ 2.8 เป็นสมการที่มีคุณสมบัติในการวิเคราะห์โหมดแวล

ถ้ากำหนดให้ $[\Phi] = [\{\Phi_1\}, \{\Phi_2\}, \dots, \{\Phi_n\}]$ เป็นโหมดเชพเมตริกซ์ (Mode shape matrix) ที่ถูกทำให้อยู่ในรูปปกติด้วยมวลที่อยู่ในรูปปกติ (Normalized mass) ดังนั้น $[\Phi]$ จึงมีคุณสมบัติตั้งฉาก (Orthogonal property) กับ $[A]$ และ $[B]$ ในสมการที่ 2.8 ดังนี้

$$[\Phi]^T [A][\Phi] = I \quad \dots\dots (2.9)$$

$$[\Phi]^T [B][\Phi] = \text{diag}(-\lambda_1, -\lambda_2, \dots, -\lambda_n) \quad \dots\dots (2.10)$$

โดยที่ λ คือ ค่าไอเกน (Eigenvalue) สำหรับการวิเคราะห์ระบบที่มีการสั่นแบบหน่วงต่ำกว่าวิกฤติ [7][8] โดยค่า λ สามารถหาได้จากการพิจารณาสมการที่ 2.8 เป็นการเคลื่อนที่อิสระดังนี้

$$[A]\{\dot{x}'\} + [B]\{x'\} = \{0\}$$

นำ $[A]^{-1}$ คูณตลอดสมการจะได้

$$\{x'\} + [A]^{-1}[B]\{x'\} = \{0\}$$

ถ้ากำหนดให้คำตอบของสมการอยู่ในรูป $\{x'(t)\} = \{X\}e^{\lambda t}$ จะได้ว่า

$$(\lambda I + [A]^{-1}[B])\{X\} = \{0\} \quad \dots\dots (2.11)$$

จะเห็นได้ว่าสมการที่เกิดขึ้นเป็นปัญหาค่าเฉพาะไอเกน (Eigen value problem) ซึ่งเมื่อแก้ปัญหาก็จะได้ค่า λ ที่เป็นคู่สังยุคเชิงซ้อนที่อยู่ในรูปแบบดังนี้

$$\lambda_{p,q} = -\xi_i \omega_{ni} \pm j \sqrt{1 - \xi_i^2} \omega_{ni} \quad \dots\dots (2.12)$$

ซึ่งใช้เฉพาะกรณี Light damping ratio โดยที่ $\lambda_{p,q}$ คือ คู่สังยุคเชิงซ้อนคู่ที่ p,q โดย p = 1,3,5,... และ q = 2,4,6,... ตามลำดับ

ω_{ni} คือ ความถี่ธรรมชาติของระบบโหมดที่ i

ξ_i คือ อัตราส่วนความหน่วงของโหมดที่ i

ยกตัวอย่างเช่น $\lambda_{1,2} = -\xi_1 \omega_{n1} \pm j \sqrt{1 - \xi_1^2} \omega_{n1}$

$$\lambda_{3,4} = -\xi_2 \omega_{n2} \pm j \sqrt{1 - \xi_2^2} \omega_{n2} \quad \text{เป็นต้น}$$

ถ้าหากพิจารณาในกรณีของการสั่นแบบหน่วงที่เกินค่าวิกฤต [7][8] พบว่า $\xi > 1$ หรือ $c > c_c$ หรือ $\frac{c}{2m} > \sqrt{\frac{k}{m}}$ ซึ่งจะทำให้ $\sqrt{\xi^2 - 1} > 0$ ทำให้ค่า λ ที่เป็นจำนวนจริงที่อยู่ในรูปแบบดังนี้

$$\lambda_{p,q} = -\xi_i \omega_{ni} \pm \sqrt{\xi_i^2 - 1} \omega_{ni} < 0$$

ยกตัวอย่างเช่น $\lambda_{1,2} = -\xi_1 \omega_{n1} \pm \sqrt{\xi_1^2 - 1} \omega_{n1}$

$$\lambda_{3,4} = -\xi_2 \omega_{n2} \pm \sqrt{\xi_2^2 - 1} \omega_{n2} \quad \text{เป็นต้น}$$

2.1.3.2.1.2 การหารูปแบบโมเดล (Modal model)

จากสมการที่ 2.8 สามารถหาผลตอบสนองแบบบังคับด้วยการวิเคราะห์โมเดลได้ดังนี้

กำหนดให้

$$\{x'\} = [\Phi]\{\eta\} \quad \dots\dots (2.13)$$

โดยที่

$$\{x'\} = [\dot{x}_1, \dot{x}_2, \dots, \dot{x}_n, x_1, x_2, \dots, x_n]^T \quad \text{เป็นโคออร์ดิเนตทางกายภาพ}$$

$$\{\eta\} = [\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n] \quad \text{เป็นโคออร์ดิเนตหลัก (Principal Coordinate)}$$

แทนค่าจะได้ว่า

$$[A][\Phi]\{\dot{\eta}\} + [B][\Phi]\{\eta\} = \{u\}$$

คูณตลอดด้วย $[\Phi]^T$ จะได้

$$[\Phi]^T[A][\Phi]\{\dot{\eta}\} + [\Phi]^T[B][\Phi]\{\eta\} = [\Phi]^T\{u\}$$

และจากคุณสมบัติตั้งฉากในสมการที่ 2.11 และ 2.12 จะได้ว่า

$$\{\dot{\eta}\} + \text{diag}(-\lambda_1, -\lambda_2, \dots, -\lambda_n)\{\eta\} = [\Phi]^T\{u\} \quad \dots\dots (2.14)$$

สมการที่ 2.14 เป็นสมการการเคลื่อนที่เป็นจำนวน $2n$ กลุ่มสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับหนึ่งที่ไม่มีความเกี่ยวพันกัน ซึ่งแต่ละสมการเป็นคำตอบของการสั่นในหนึ่งโหมด และจากสมการที่ 2.13 คำตอบ $\{x'\}$ ซึ่งเป็นความเร็วและการกระจัดบนโคออร์ดิเนตทางกายภาพ ก็จะหาได้จากผลรวมคำตอบบนโคออร์ดิเนตหลัก $\{\eta\}$ ในแต่ละโหมด ซึ่งแสดงได้ดังนี้

ถ้ากำหนดให้

$$\{u\} = \{Q\}e^{j\omega t} \quad \dots\dots (2.15)$$

และคำตอบของสมการดิฟเฟอเรนเชียลเบื้องต้นระดับหนึ่งอยู่ในรูปทั่วไปคือ

$$\{\eta\} = \{\Psi\}e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

$$\{x'\} = \{X\}e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (2.17)$$

แทนค่าสมการที่ 2.15 , 2.16 และ 2.17 ลงในสมการที่ 2.14 จะได้

$$j\omega\{\Psi\} + \text{diag}(-\lambda_1, -\lambda_2, \dots, -\lambda_n)\{\Psi\} = [\Phi]^T \{Q\} \quad \dots\dots\dots (2.18)$$

$$\text{diag}(j\omega - \lambda_1, j\omega - \lambda_2, \dots, j\omega - \lambda_n)\{\Psi\} = [\Phi]^T \{Q\} \quad \dots\dots\dots (2.19)$$

จากสมการที่ 2.19 ถ้าพิจารณาที่โหมด i ใดๆจะได้ว่า

$$\Psi_i = \frac{\{\Phi_i\}^T \{Q\}}{j\omega - \lambda_i} \quad \dots\dots\dots (2.20)$$

จากสมการที่ 2.13

$$\{x'\} = [\Phi]\{\eta\}$$

ทำการแทนค่าสมการที่ 2.16 และสมการที่ 2.17 ลงไปจะได้

$$\begin{aligned} \{X\}e^{j\omega t} &= [\Phi]\{\Psi\}e^{j\omega t} \\ \{X\} &= [\Phi]\{\Psi\} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2.21)$$

จากนั้นก็แทนค่าสมการที่ 2.20 ลงไป ก็จะได้สมการที่อยู่ในรูปผลรวมของแต่ละโหมดดังนี้

$$\{X\} = \sum_{i=1}^n \frac{\{\Phi_i\}^T \{Q\} \{\Phi_i\}}{j\omega - \lambda_i} \quad \dots\dots\dots (2.22)$$

คำตอบที่ได้นี้อธิบายได้ว่า ที่ค่า X หนึ่งๆเกิดจากผลรวมของการตอบสนองของแรงทุกแรงที่มากระทำ ซึ่งภายในการตอบสนองของแรงแต่ละแรงก็เป็นผลรวมของคำตอบในแต่ละโหมดอีกหนึ่ง

ถ้าหากต้องการที่จะพิจารณาผลการตอบสนองเทียบกับแรงที่มากระทำที่จุดใดๆก็สามารถกระทำได้โดยการจัดรูปแบบสมการที่ 2.22 ใหม่ดังนี้

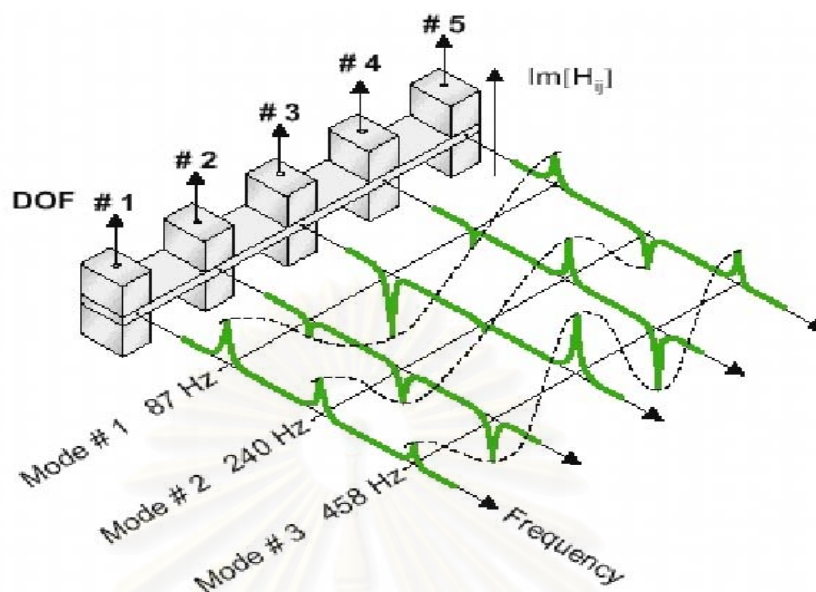
$$\left\{ \begin{matrix} X_o \\ Q_i \end{matrix} \right\} = H_{io}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\Phi_{ir} \Phi_{or}}{j\omega - \lambda_r} \quad \dots\dots (2.23)$$

โดยกำหนดให้ H_{io} ที่เป็นฟังก์ชันของความถี่ ω แทนความสัมพันธ์ระหว่างผลการตอบสนอง X ที่จุด o เทียบกับแรง Q ที่มากระทำที่จุด i ใดๆ และเรียก H_{io} นี้ว่า ฟังก์ชันการตอบสนองเชิงของความถี่ (Frequency response function) ที่จะใช้อธิบายผลการตอบสนองเทียบกับแรงที่มากระทำนั่นเอง

2.1.3.2.2 การหาโหมดเซฟของการสั่นสะเทือน

เนื่องจากผลการทดลองที่ได้ แสดงอยู่ในรูปของกราฟความถี่และมุมเฟสของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น แต่การที่จะสามารถอธิบายลักษณะการเคลื่อนที่ให้เห็นภาพได้ง่ายและชัดเจนจึงต้องอธิบายในรูปแบบการสั่นสะเทือนหรือโหมดเซฟ ซึ่งสามารถอธิบายผลการทดลองที่ได้แสดงอยู่ในรูปของกราฟความถี่และมุมเฟสที่เกิดขึ้นในรูปโหมดเซฟด้วยวิธีการต่อไปนี้

จากกราฟความถี่ของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น จะทราบค่าความถี่ที่เกิดขึ้นที่รถยนต์ทุกความถี่รวมทั้งสัญญาณรบกวน (Noise) แต่สามารถสังเกตผลกระทบค่าความถี่ที่เกิดจากสัญญาณรบกวนที่มีต่อการสั่นสะเทือนของรถยนต์จริงได้ โดยการสังเกตการกลับเฟสของการสั่นสะเทือนในกราฟของมุมเฟส โดยจะพบว่าที่ตำแหน่งที่มีการกลับเฟสนั้นจะเป็นตำแหน่งความถี่ที่มีการสั่นสะเทือนจริง ซึ่งจะแสดงในผลการทดลองในบทต่อไป และกลับไปพิจารณาที่กราฟความถี่ของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น เมื่อได้ค่าความถี่จริงแล้วสิ่งที่ทราบอีกอย่างก็คือค่าแอมพลิจูดของการสั่นที่ความถี่การสั่นนั้น และมีกราฟแสดงค่าความถี่การสั่นที่สังเกตจาก Accelerometer แต่ละตัว ซึ่งการนำค่าแอมพลิจูดจาก Accelerometer แต่ละตัวไปเขียนกราฟแสดงตำแหน่งที่รถยนต์เปลี่ยนแปลงแบบสั่นสะเทือนนี้คือโหมดเซฟของการสั่น เพื่อให้มองเห็นภาพสามารถพิจารณารูปที่ 2.8 ต่อไป ซึ่งเป็นการใช้ Accelerometer จำนวน 5 ตัว



รูปที่ 2.8 การหาโหมดเซฟจากกราฟความถี่ของการสั่นสะเทือน

จากรูปจะเห็นกราฟในแกนความถี่จำนวน 5 กราฟ ตามจำนวนของ Accelerometer ที่ใช้พบว่าที่ความถี่ 87 Hz เกิดค่าแอมพลิจูด ของความถี่ทุกกราฟเป็นตัวแรก ดังนั้นที่ความถี่นี้จึงเป็นโหมดที่ 1 ของการสั่นสะเทือน ทำนองเดียวกันที่ความถี่ 240 Hz จึงเป็นโหมดที่ 2 และ ที่ 458 Hz จึงเป็นโหมดที่ 3 ของการสั่นสะเทือนตามลำดับ กราฟเส้นประในแนวแกนโหมดเป็นการลากเส้นต่อจุดของแอมพลิจูด ในแต่ละกราฟความถี่ กราฟเส้นประจึงเป็นรูปร่างโหมดของโหมดที่ 1 2 และ 3 ตามลำดับ

2.1.3.3 ผลเฉลยของสมการ (Solution of governing equations)

ผลเฉลยของสมการจะทำให้ได้ค่า การกระจัด ความเร็ว และความเร่งของมวลแต่ละตัวในระบบ ซึ่งค่าต่างๆเหล่านี้จะได้มาโดย 2 วิธีการคือ 1. จากการคำนวณ และ 2. จากการทดลอง

2.1.3.4 การตีความหมายของผลที่ได้ (Interpretation of the results)

จากผลเฉลยของสมการจะทำให้ได้ค่า การกระจัด ความเร็ว และความเร่งของมวลแต่ละตัวในระบบ การตีความหมายสามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการคำนวณและจากการทดลอง ซึ่งจากนั้นจะถูกนำไปอธิบายลักษณะการสั่นสะเทือนของระบบ ตลอดจนการนำไป

ปรับปรุงและแก้ไขลักษณะการสั่นสะเทือน แล้วจะทำให้ได้มาซึ่งระบบที่เคลื่อนที่ตามที่ต้องการต่อไป

2.2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เนื่องจากการศึกษาวิจัยการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทั้งคันนั้นมีจำนวนน้อย ดังนั้นเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องจึงได้นำเอาแนวความคิดของท่านผู้ศึกษาวิจัยการสั่นสะเทือนของรถยนต์แบบแยกส่วนเข้ามาผนวกรวมกันดังได้สรุปใจความสำคัญดังนี้

ในปี ค.ศ. 1978 T. Dahlberg [11] ศึกษาเกี่ยวกับการปรับค่าที่ดีที่สุดในการควบคุมความเร็วของระบบกันสะเทือน 2-DOF ของรถยนต์ที่วิ่งบนถนนที่ขรุขระ การศึกษาตั้งอยู่บนพื้นฐานของความสมดุลระหว่างความสบายในการขับขี่และการยึดเกาะถนนของรถยนต์ โดยมี การกำหนดช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือน (Suspension working space) การออกแบบระบบเป็น 2-DOF [แสดงในรูปที่ 1. ภาคผนวก ข.] และการศึกษาเพื่อเปรียบเทียบระหว่างระบบกันสะเทือนแบบ Passive กับการควบคุมความเร็วของระบบกันสะเทือนแบบ Active พบว่าในการควบคุมความเร็วของระบบกันสะเทือนแบบ Active ความเร็วของรถยนต์จะมีผลกระทบต่อการยึดเกาะถนนเพียงเล็กน้อย ถ้าช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือนแคบ (Small suspension working space) และจะทำให้ความเร็วของรถยนต์มีผลกระทบต่อความสบายในการขับขี่เพียงเล็กน้อยเช่นกัน ในกรณีถ้าความเร็วสูงช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือน (Suspension working space) จะถูกจำกัดโดยระบบ Passive ที่ช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือนกว้าง (Large suspension working space) การทำงานของระบบกันสะเทือนแบบ Passive กับการควบคุมความเร็วของระบบกันสะเทือนแบบ Active จะมีความสมดุลระหว่างความสบายในการขับขี่และการยึดเกาะถนนของรถยนต์ที่ใกล้เคียงกัน [แสดงในรูปที่ 2. ภาคผนวก ข.] จึงเห็นได้ว่าระบบกันสะเทือนแบบ Passive จะมีความเหมาะสมในช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือนกว้าง (Large suspension working space) ในขณะที่การควบคุมความเร็วของระบบกันสะเทือนแบบ Active มีความเหมาะสมในช่วงการทำงานของระบบกันสะเทือนที่แคบ Small suspension working space)

ในปี ค.ศ. 1978 เช่นกัน S. C. Sinha, C. C. Chou และ H. H. Denman [12] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการวิเคราะห์เสถียรภาพของรถยนต์ด้วยสัมประสิทธิ์ของคาบ (periodic coefficients) ด้วยวิธีการประมาณค่า ฟังก์ชันคาบที่ใช้พิจารณาแบ่งเป็น 3 แบบคือ ฟังก์ชันการประมาณค่าคงที่ ฟังก์ชันการประมาณเชิงเส้น และฟังก์ชันการประมาณกำลังสอง แล้วทำการวิเคราะห์โดยเปรียบเทียบกับ Mathieu Chart [แสดงในรูปที่ 3. ภาคผนวก ข.] การศึกษาพบว่าค่าการประมาณ (Approximation solution) มีความใกล้เคียงกับค่าแม่นยำ (Exact solution) โดยเฉพาะค่าจากฟังก์ชันการประมาณกำลังสองให้ผลใกล้เคียงกับค่าแม่นยำอย่างมาก

ในปี ค.ศ. 1979 M. S. Hundal [13] ศึกษาเกี่ยวกับผลกระทบของการหน่วงในผลการสั่นจากแรงกระทำของระบบ 2-DOF โดยการติดมวลขนาดเล็กช่วยหน่วงการสั่น [แสดงในรูปที่ 4. ภาคผนวก ข.] ซึ่งทำการวิเคราะห์ด้วยการหาค่าความถี่ที่เกิดขึ้นเทียบกับ Damping ratio ต่างๆ พบว่าค่าที่เหมาะสมที่สัมพันธ์กันของ ความถี่ Damping ratio ของมวลตัวหลักและมวลตัวหน่วงหนึ่งๆ จะช่วยทำให้ช่วยลดการสั่นของมวลตัวหลักได้ [แสดงในตารางที่ 1. ภาคผนวก ข.]

ในปี ค.ศ. 1980 G. Lindgren [14] ศึกษาเกี่ยวกับการกระโดดและการกระทำของรถที่วิ่งบนถนนที่มีความขรุขระโดยได้สมมติรถยนต์เป็นระบบที่มีระดับความเสถียรเท่ากับ 1 [แสดงในรูปที่ 5.ภาคผนวก ข.] แล้วทำการจำลองการเคลื่อนที่โดยใช้สมการการเคลื่อนที่เป็นแบบเชิงเส้นและทำการวิเคราะห์ข้อมูลโดยวิธี Gaussian จากการศึกษา spectral density ซึ่งแสดงถึงการเคลื่อนที่ของรถยนต์ที่จำลองไว้กับสภาพถนนมาตรฐาน (standard road) [แสดงในรูปที่ 6. ภาคผนวก ข.] พบว่า การเกิดการเบี่ยงเบนของค่า spectral density ไปจากค่าของ standard road เมื่อค่า ω สูงขึ้น โดยการทดสอบนี้ใช้ช่วงระยะทางทดสอบ 10,000 เมตรทำการทดสอบที่ความเร็วต่างๆเพื่อหาจำนวนครั้งที่มีการกระโดดและหาค่าเฉลี่ยการดูดกลืนพลังงานในตัวหน่วง ในกรณี non-Gaussian ได้มีการทดสอบในเชิงความถี่ของการกระโดดและหาว่าการเกิดการกระทำที่มีผลอย่างไรกับความถี่สูงสุด แล้วได้ทำการศึกษาทิศทางของการเคลื่อนที่ของล้อรถยนต์หลังจากการกระโดด [แสดงในรูปที่ 7. ภาคผนวก ข.] ความเร็วของรถยนต์จะมีผลกระทบต่อการกระโดดของล้อเป็นอย่างมากโดยได้พิจารณาร่วมกับ Damping ratio พบว่า Damping ratio 0.2 (ค่าต่ำ) ความเร็วที่มีค่าต่ำจะทำให้การกระโดดสูงขึ้น และที่ Damping ratio 0.4 (ค่าสูง) ที่ความเร็วต่ำการเกาะถนนของล้อค่อนข้างดีแต่การกระโดดจะค่อยๆสูงขึ้นเมื่อความเร็วสูงขึ้น

ในปี ค.ศ. 1984 Mizuguchi Masaaki, Chikamori Sunao, Suda Takavoshi และ Kobayashi Kazuyoshi [15] ศึกษาเกี่ยวกับการใช้ระบบ ECS (Electronic Controlled suspension) ในการควบคุมการสั่นสะเทือนของรถยนต์ โดยระบบดังกล่าวช่วยปรับเสถียรภาพของรถยนต์ในขณะวิ่งที่ความเร็วที่เปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วให้มีการสั่นสะเทือนน้อยที่สุด ระบบ ECS ยังช่วยลดอุบัติเหตุในกรณีที่รถยนต์วิ่งสายและสะบัด โดยการควบคุมสปริงและตัวหน่วงให้รับกับเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นอย่างอัตโนมัติ การตอบสนองของระบบต่อภาระที่มากกระทำเกิดขึ้นภายใน 2 วินาที และเมื่อเทียบกับระบบกันสะเทือนอื่นๆกว่า 20 แบบพบว่า ECS เป็นระบบที่สามารถทำงานได้ดีกว่า[แสดงในรูปที่ 8. ภาคผนวก ข.]

ในปี ค.ศ. 1985 Scott David และ Yamaguchi Jack [16] ศึกษาเกี่ยวกับระดับขั้นของ self-stabilizing เพื่อช่วยลดการสั่นสะเทือน ซึ่งขึ้นอยู่กับ camber angle และ roll height การศึกษาพบว่า การหมุนของแกนเพลลาบังคับตัวล่างด้วยมุมระหว่างมุมที่กระทำกับแนวแกนตั้งและแนวแกนนอนของเพลลาบังคับตัวล่าง จะทำให้ล้อเคลื่อนที่ไปในทิศทางแกนตามยาวทั้งในแนวตั้งฉากและแนวระนาบ โครงสร้างเพลลาบังคับตัวล่างแบบนี้จะทำให้ camber angle และ roll height ค่อนข้างคงที่ตลอดเวลา และบางทีก็ Toe-in เล็กน้อย ค่ามุมที่แกนเพลลาบังคับตัวล่างกระทำกับแนวระนาบ 10° ซึ่งจะรวมกับมุม 1.35° ที่กระทำกับแนวตั้งฉากในเวลาเริ่มต้น[แสดงในรูปที่ 9. ภาคผนวก ข.]

ในปี ค.ศ. 1986 I. Ravin Eugene [17] ศึกษาเกี่ยวกับการติดตั้งเครื่องยนต์ที่จะทำให้เกิดผลจากการสั่นของรถให้น้อยลง การติดตั้งมี 2 แบบ คือ แบบ passive และ active แบบ passive นั้น เครื่องยนต์จะยึดติดแบบตายตัวกับคานรองรับ ในขณะที่แบบ active จะมีแผ่นยางรองเครื่อง ทำให้ตัวเครื่องเคลื่อนที่แบบสั่นได้ ซึ่งวิธีการนี้จะช่วยลดผลของการส่งถ่ายการสั่นระหว่างเครื่องยนต์กับตัวรถได้ แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาทำให้สามารถนำมากำหนดรูปแบบและลักษณะการติดตั้งที่เหมาะสมได้ ซึ่งพบว่า การติดตั้งต้องเลือกค่าความถี่ธรรมชาติที่ดีที่สุดที่จะรองรับการยึดและหดตัวของยางได้ วัสดุที่ใช้ต้องมีความหน่วงภายในสูง มีช่วงของการยึด-หดตัวและช่วงความหน่วงที่กว้าง การติดตั้งต้องมีการคลายตัวได้ และลดช่วงที่เกิดการส่งถ่ายการสั่นสะเทือนที่ค่าความถี่ธรรมชาติสูงๆได้

ในปี ค.ศ. 2000 L. Broge Jean [18] ศึกษาเกี่ยวกับระบบกันสะเทือนที่ใช้ Hydraulic cylinders แทนเพลาคควบคุมคุณภาพของรถยนต์ (Stabilizer bar) โดยมีหลักการทำงานคือจะมีของเหลว ไหลอยู่ภายใน Cylinders เพื่อไปควบคุมการเกิด Rollover โดยสามารถทำให้ล้อทั้ง 4 ตอบสนองต่อภาระที่มากระทำอย่างสัมพันธ์กัน จากการศึกษารถยนต์ขับเคลื่อน 4 ล้อในช่วงที่มีความเร็วต่ำพบว่า เมื่อมีการให้ภาระเกิดขึ้นที่ล้อแต่ละข้างแตกต่างกัน ระบบล้อที่ใช้ Hydraulic cylinders สามารถรักษาสมดุลได้ดีกว่าระบบที่ใช้ เพลาคควบคุมคุณภาพของรถยนต์ [แสดงในรูปที่ 10. และ 11. ภาคผนวก ข.]

ในปี ค.ศ. 2001 ฤทธิกิติ์ ประไพพิชิต [10] ได้ศึกษาแบบจำลองการสั่นสะเทือนของรถยนต์ด้วยวิธีการวิเคราะห์โหมดเชิงการทดลอง โดยคำนึงถึงอินพุตที่มาจากสภาพถนน และมีสมมติฐานคือ ส่วนทั้งหมดของรถยนต์ที่ถูกรองรับด้วยระบบแขวนถูกรวมเป็นวัตถุแข็งเกร็งเดียวกัน ล้อหน้า 2 ล้อมีความแข็งเกร็งและมีการเคลื่อนที่เป็นอิสระต่อกัน การสั่นของตัวรถเกิดขึ้นน้อย ทำให้แบบจำลองมีความเป็นเชิงเส้น และส่วนประกอบต่างๆของระบบแขวนรวมถึงยางรถสามารถถูกแทนที่ด้วยสปริงที่มีความยืดหยุ่นแบบเชิงเส้น และตัวหน่วงเป็นแบบวิสคัล รถที่ใช้ทดสอบเป็นรถกระบะบรรทุกขนาดเล็กขับเคลื่อนล้อหลัง การศึกษาคำนึงการเคลื่อนที่ 7 ระดับขั้นเสรีมีโหมดการเคลื่อนที่ 7 โหมดประกอบด้วย โหมดการเต้นขึ้นลง การกระดอน และการโคลงตัวของมวลถูกแขวน 3 โหมด และโหมดการกระโดด การกระดอนของทั้งล้อหน้าและล้อหลังอีก 4 โหมด พบว่าจากการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ใน 2 รูปแบบคือ แบบจำลองทางกายภาพ และแบบจำลองโหมดัล สามารถนำไปใช้ทำนายการสั่นตามตำแหน่งต่างๆของรถยนต์ได้ตามกันดีกับการสั่นจริง โดยสามารถทำนายผลการสั่นที่เกิดขึ้นตามตัวรถได้ดีพอสมควร โดยความถี่ธรรมชาติในการสั่นสะเทือนในโหมดต่างๆเป็นดังนี้ โหมดการเต้นขึ้นลงของมวลถูกแขวน 3.53 Hz โหมดการกระดอนของมวลถูกแขวน 3.35 Hz การโคลงตัวของมวลถูกแขวน 2.51 Hz โหมดการกระโดดล้อหน้า 8.57 Hz การกระดอนของล้อหน้า 10.78 Hz โหมดการกระโดดล้อหลัง 7.55 Hz และการกระดอนของล้อหลัง 11.14 Hz ในขณะที่เกิดความผิดพลาดในการทำนายผลการสั่นของโหมดที่มีการเคลื่อนที่น้อย แต่อย่างไรก็ตามก็ไม่ส่งผลกระทบต่อการศึกษาการเคลื่อนที่โดยรวม

บทที่ 3

วิธีดำเนินการทดลอง

3.1 เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัย

1. เครื่องชั่งแบบ Loadcell Type TCLP-2A ซึ่งแสดงผลโดยสเตรนบริดจ์รุ่น E10 Mk Digital Strain Bridge



2. เครื่องวัดระดับ แบบไม้ฉากระดับน้ำ



- ชุดเครื่องมือวัดการสั่นสะเทือน Brüel & Kjær pulse analyzer Type 3560D
Serial No. 2375461



- ตลับเมตร



- เวอร์เนียขนาด 200 มม. ความละเอียดสูงสุด 0.02 มม.



3.2 แบบจำลอง

การศึกษาทดลองครั้งนี้ได้พิจารณาแยกทดลองออกเป็น 4 ส่วนด้วยกันคือ ชุดล้อและเพลหน้า ชุดล้อและเพลหลัง ตัวรถ และ เบาะนั่ง แล้วทำการศึกษาดทดลองออกเป็น 2 แนวทางด้วยกันคือ 1. แนวทางเชิงทฤษฎี (Theoretical route) และ 2. แนวทางเชิงการทดลอง (Experimental route) โดยจะเริ่มจากการจำลองแบบเป็น 3 แบบจำลองคือ

1. แบบจำลองกายภาพ(Spatial model) ซึ่งอธิบายโดยสมการความสัมพันธ์ของ มวล M สัมประสิทธิ์ความหน่วง C และสัมประสิทธิ์ความแข็งของสปริง K ตามสมการ

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad \dots\dots\dots (3.1)$$

2. แบบจำลองโมเดล(Modal model)ซึ่งอธิบายโดยสมการความสัมพันธ์ของ ค่าความถี่ธรรมชาติ ω_n โหมดเซพ Φ และค่าอัตราส่วนความหน่วง ζ ตามสมการ

$$[\Phi]^T [A][\Phi] = I \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

และ

$$[\Phi]^T [B][\Phi] = \text{diag}(-\lambda_1, -\lambda_2, \dots, -\lambda_n) \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

โดยที่

$$[A] = \begin{bmatrix} [0]_{n \times n} & [m] \\ [m] & [c] \end{bmatrix}, [B] = \begin{bmatrix} -[m] & [0]_{n \times n} \\ [0]_{n \times n} & [k] \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

3. แบบจำลองผลการตอบสนอง(Response model)ซึ่งอธิบายโดยสมการความสัมพันธ์ของการเคลื่อนที่ X และแรงที่มากกระทำกับระบบ F ตามสมการ

$$\begin{Bmatrix} X \\ Q \end{Bmatrix} = H = \sum_{i=1}^n \frac{\{\Phi_i\}^T \{\Phi_i\}}{j\omega - \lambda_i} \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

แนวทางเชิงทฤษฎีนั้นจะเริ่มต้นจากแบบจำลองกายภาพผ่านกระบวนการหาคำตอบไอเกน(Eigen solution) ทำให้ได้แบบจำลองโมเดล หลังจากนั้นก็ผ่านกระบวนการหาอัตราส่วน

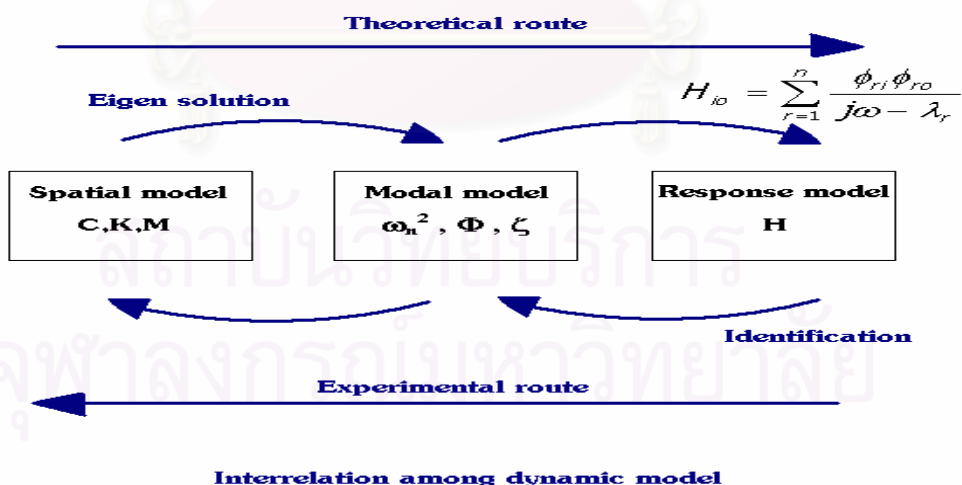
การเคลื่อนที่ต่อแรงที่มากระทำกับระบบตามสมการ

$$\frac{\{X\}}{\{Q\}} = H = \sum_{i=1}^n \frac{\{\Phi_i\}^T \{\Phi_i\}}{j\omega - \lambda_i}$$

ก็จะได้มาซึ่ง แบบจำลองผลการตอบสนองในที่สุด

ส่วนแนวทางเชิงการทดลองนั้นจะเริ่มต้นจากแบบจำลองผลการตอบสนองผ่านกระบวนการคุณลักษณะเฉพาะ(Identification) ทำให้ได้แบบจำลองโมเดล หลังจากนั้นก็ผ่านกระบวนการความสัมพันธ์ระหว่าง มวลM สัมประสิทธิ์ความหน่วง C และสัมประสิทธิ์ความแข็งของสปริง K กับ ค่าความถี่ธรรมชาติ ω_n โหมดเซพ Φ และค่าอัตราส่วนความหน่วง ζ ก็จะ ได้มาซึ่ง แบบจำลองกายภาพในที่สุด

ซึ่งจะเห็นได้ว่าทั้ง 3 แบบจำลองนี้สามารถที่จะแปลงรูปแบบของแบบจำลองซึ่งกันและกันได้ ทำให้สามารถตรวจสอบผลการทดลองที่ได้ว่ามีความแม่นยำมากน้อยเท่าใด และจะนำไปสู่ การหาสมการที่อธิบายการเคลื่อนที่ของรถต่อไปโดยความสัมพันธ์ของแบบจำลองทั้ง 3 สามารถ อธิบายได้ดังรูปที่ 3.1 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแนวทางเชิงทฤษฎี (Theoretical route) และ แนวทาง เชิง การทดลอง (Experimental route)

3.3 การทดลอง

3.3.1 การวัดมวล

เริ่มต้นจากการแยกมวลของส่วนประกอบต่างๆออกเป็น 4 ส่วน คือ 1. ชุดล้อและเพลาล้อหน้า 2. ชุดล้อและเพลาล้อหลัง 3. ตัวรถ และ 4. เบาะนั่ง แล้วจึงทำการวัดมวลของแต่ละส่วนโดยใช้ชุดชั่งน้ำหนักดังนี้



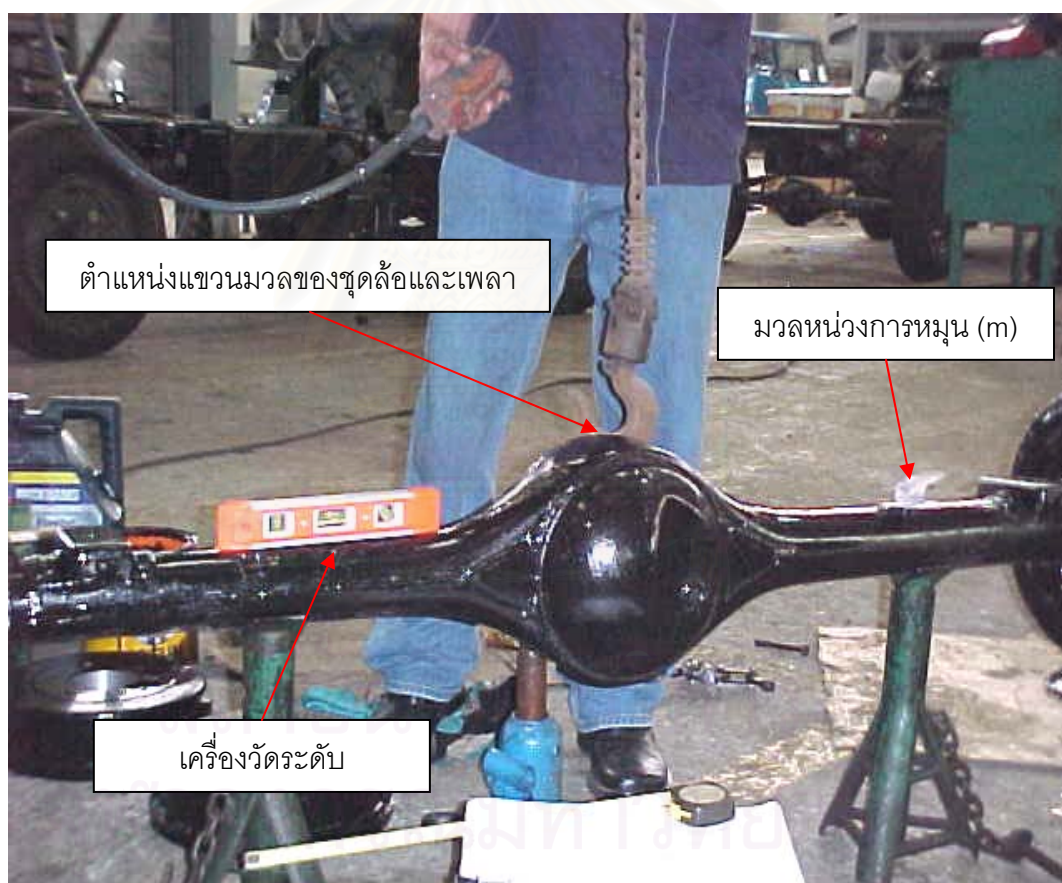
รูปที่ 3.2 อุปกรณ์การชั่งน้ำหนัก

อุปกรณ์ประกอบด้วย โหลดเซลล์แบบ Loadcell Type TCLP-2A ซึ่งแสดงผลโดยสเตรนบริดจ์รุ่น E10 Mk Digital Strain Bridge หลังจากวัดค่ามวลออกมาแล้วได้ค่ามวลของส่วนต่างๆดังนี้

1. ชุดล้อและเพลาล้อหน้า	192 กิโลกรัม
2. ชุดล้อและเพลาล้อหลัง	172 กิโลกรัม
3. ตัวรถ	1,328 กิโลกรัม
4. เบาะนั่ง	10 กิโลกรัม
น้ำหนักรถทั้งคันรวม	1,702 กิโลกรัม

3.3.2 การวัดจุดศูนย์กลางมวล

จากนั้นจึงเริ่มต้นวัดหาค่าจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อและเพลาล้อหน้าโดยเริ่มต้นแขวนชุดล้อและเพลาล้อหน้าขึ้นด้วยเชือก 2 เส้นที่บริเวณเพลาท่างกัน 1 เมตร แล้วใช้เชือกเส้นที่ 3 แขวนชุดล้อและเพลาล้อหน้าดังกล่าวให้อยู่ในช่วงระหว่างเชือกทั้ง 2 เส้น แล้วยกเชือกเส้นที่ 3 ขึ้นทำให้เชือกเส้นที่ 3 ได้รับน้ำหนักทั้งหมด จากนั้นจึงใช้เครื่องวัดระดับที่เพลาเพื่อวัดระดับว่าสมดุลหรือไม่ ถ้าวัดแล้วยังไม่สมดุลก็จะเปลี่ยนตำแหน่งของเชือกเส้นที่ 3 ไปเรื่อยๆ และทำการวัดระดับด้วยเครื่องวัดระดับจนกระทั่งได้จุดสมดุล ซึ่งก็คือจุดศูนย์กลางการหมุน ซึ่งสามารถแสดงให้เห็นดังรูปที่ 3.3 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.3 การหาจุดศูนย์กลางมวลของชุดล้อและเพลา

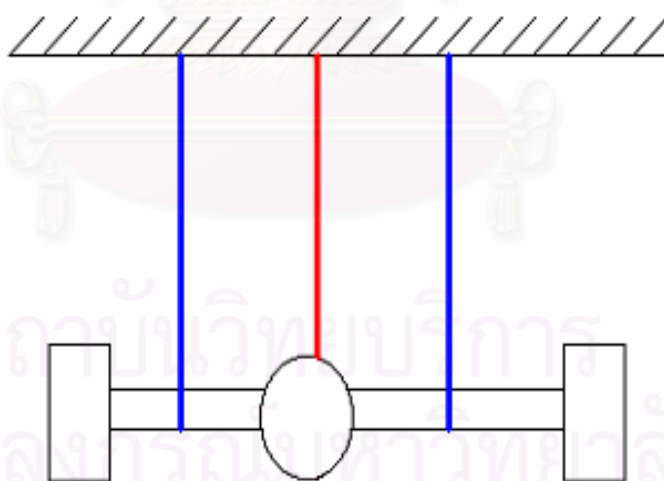
เมื่อได้จุดสมดุลแล้ว ก็ทำการวัดระยะของจุดสมดุลดังกล่าวจากล้อข้างซ้ายและขวา แล้วทำสัญลักษณ์จุดสมดุลไว้เพื่อใช้ติดตั้ง Accelerometer ต่อไป ส่วนชุดล้อและเพลาล้อหน้าก็จะทำ

การวัดจุดสมดุลในลักษณะเดียวกันกับชุดล้อและเพลาน้ำ และจะได้ข้อมูลคือ ระยะของจุดสมดุล จากล้อข้างซ้ายและขวา และจุดสมดุลที่จะติดตั้ง Accelerometer

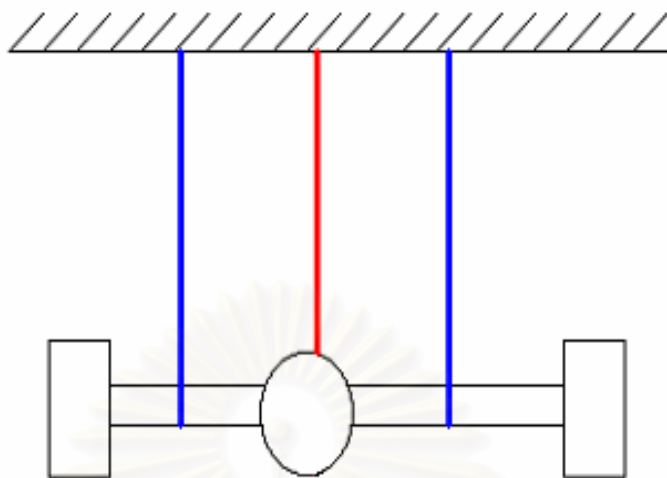
หลังจากนั้นจะเริ่มวัดจุดสมดุลของตัวรถ โดยจะเห็นได้ว่าตัวรถจะมีแนวสมดุลอยู่ 2 แนวด้วยกันคือ สมดุลในแนวซ้าย-ขวา และสมดุลในแนวหน้า-หลัง วิธีการหาจุดสมดุลนั้นก็คล้ายกับการหาจุดสมดุลของชุดล้อและเพลาน้ำมาแล้ว โดยทำการยกตัวรถให้ลอยขึ้นแล้วก็วัดระนาบความสมดุล โดยเริ่มจากการวัดสมดุลในแนวหน้า-หลังก่อน แล้วจึงทำการวัดระนาบสมดุลในแนวซ้าย-ขวา เมื่อได้แนวสมดุลทั้ง 2 แนวแล้ว ก็ทำการหาจุดตัดของแนวสมดุลทั้ง 2 ก็จะทำให้ได้จุดสมดุลของตัวรถ จากนั้นจึงทำสัญลักษณ์ไว้เพื่อติดตั้ง Accelerometer

ชุดเบาะคนขับเป็นชุดมวลที่ 4 ที่จะทำการวัดหาจุดสมดุล วิธีการเช่นเดียวกันกับการหาจุดสมดุลของตัวรถ โดยจะทำการวัดแนวสมดุลเป็น 2 แนว แล้วหาจุดตัดของแนวสมดุลทั้ง 2 ก็จะได้จุดสมดุลของเบาะเพื่อติดตั้ง Accelerometer

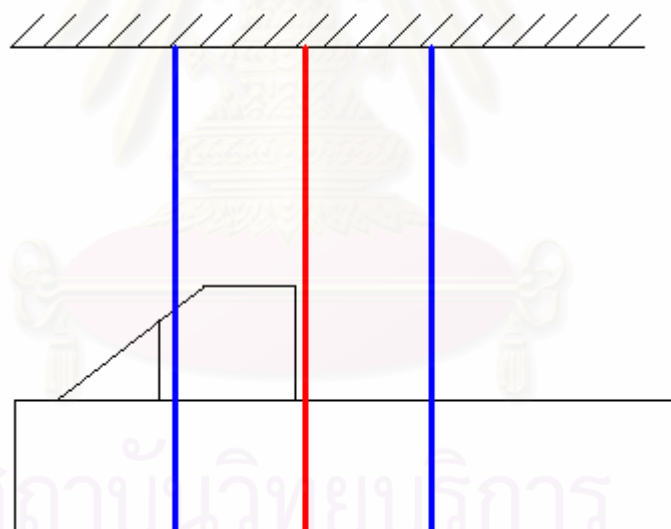
การหาจุดศูนย์กลางมวลด้วยวิธีการทดลองนี้สามารถแสดงให้เห็นได้ดังภาพต่อไปนี้ เริ่มจากการนำเชือกสามเส้นมามัดที่วัตถุที่จะทำการหาจุดศูนย์กลางมวลที่ตำแหน่งใดๆ โดยมีระยะห่างของเชือกแต่ละเส้นพอประมาณดังรูปที่ 3.4 ถึงรูปที่ 3.7 ต่อไปนี้



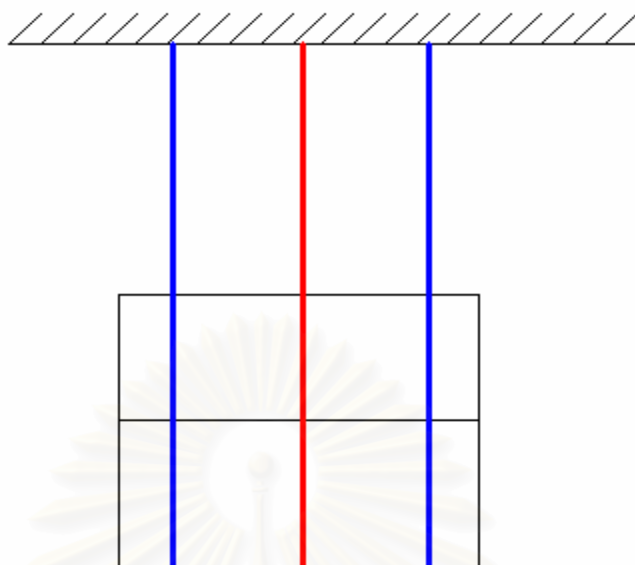
รูปที่ 3.4 การแขวนชุดล้อหน้า



รูปที่ 3.5 การแชนซุดล้อนหลัง



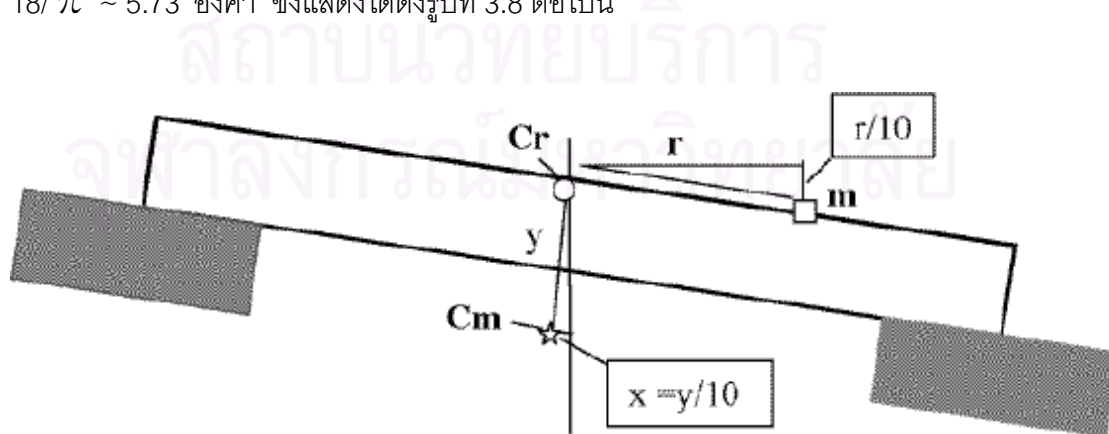
รูปที่ 3.6 การแชนนตัวรอด้านข้าง



รูปที่ 3.7 การแขวนตัวรถด้านหน้า

จากนั้นทำการแขวนวัตถุดังกล่าวขึ้นไป แล้วทำการเปลี่ยนตำแหน่งของเชือกเส้นกลาง จากนั้นจึงยกเชือกเส้นกลางให้สูงกว่าเชือกทั้งสองเส้นที่เหลือ สังเกตดูว่าวัตถุอยู่ในแนวระดับหรือไม่ ด้วยการใช้เครื่องวัดระดับในการวัดระดับความได้ฉากกับพื้น ถ้าวัตถุยังไม่อยู่ในแนวระดับ ให้ทำเปลี่ยนตำแหน่งของเชือกเส้นกลาง แล้วใช้เครื่องวัดระดับในการวัดระดับความได้ฉากกับพื้น จนกระทั่งได้แนวระดับ จึงจะได้ว่าตำแหน่งดังกล่าวเป็นจุดศูนย์กลางการหมุน(C_r)

เมื่อได้ตำแหน่งจุดศูนย์กลางการหมุนแล้ว ก็จะใช้มวลขนาดเล็กที่รู้ขนาดแน่นอนมาวางให้ห่างจากจุดศูนย์กลางการหมุน ออกไปเรื่อยๆ จนกระทั่งวัตถุที่จะหาจุดศูนย์กลางมวลเอียงทำมุม $1/10$ ของระยะห่างจากจุดศูนย์กลางการหมุน ถ้าจะหามุมที่เป็นองศาจะได้ว่า $(180/\pi) * (1/10) = 18/\pi \sim 5.73$ องศา ซึ่งแสดงได้ดังรูปที่ 3.8 ต่อไปนี้



รูปที่3.8 ตำแหน่งจุดศูนย์กลางการหมุนและจุดศูนย์กลางมวล

ให้ y เป็นระยะระหว่างจุดศูนย์กลางการหมุนกับจุดศูนย์กลางมวลในแนวตั้ง และ x เป็นระยะระหว่างจุดศูนย์กลางการหมุนกับจุดศูนย์กลางมวลในแนวระดับมีค่าเท่ากับ $y/10$ เมื่อมีแรงบิดเพียงเล็กน้อยขนาดเท่ากับ $r \cdot m \cdot g$ มากกระทำ ซึ่งสามารถสมดุลแรงกับมวลรวมของวัตถุที่จะทำการหาจุดศูนย์กลางมวล (m_t) ได้ดังนี้ $x \cdot m_t = r \cdot m$

ดังนั้น จะได้

$$x = r \cdot m / m_t$$

และ

$$y = 10 \cdot r \cdot m / m_t$$

3.4 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล

ในการหาโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_m ด้วยวิธีทดลองนั้น จะพิจารณาการเคลื่อนที่แบบแกว่งของวัตถุ โดยให้มืองศาการแกว่งเพียงเล็กน้อย ซึ่งจะทำให้สมมุติได้ว่าการแกว่งเป็นการเคลื่อนที่เชิงเส้นที่มีคาบของการเคลื่อนที่เป็น T มีหน่วยเป็นวินาที ซึ่งสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ของเทอมต่อไปนี้เป็นคือ มวลรวมของวัตถุที่จะทำการหาจุดศูนย์กลางมวล (m_t) ระยะระหว่างระยะระหว่างจุดศูนย์กลางการหมุนกับจุดศูนย์กลางมวล ($l = Cr - Cm$) และ โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล (I_m) ซึ่งมีสมการดังนี้

$$T^2 = 4 \pi^2 I_m / (m_t \cdot g \cdot l)$$

เมื่อ g คือ ค่าความเร่งตามแรงโน้มถ่วงของโลก และเมื่อจัดสมการใหม่ก็จะได้โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลตามสมการต่อไปนี้

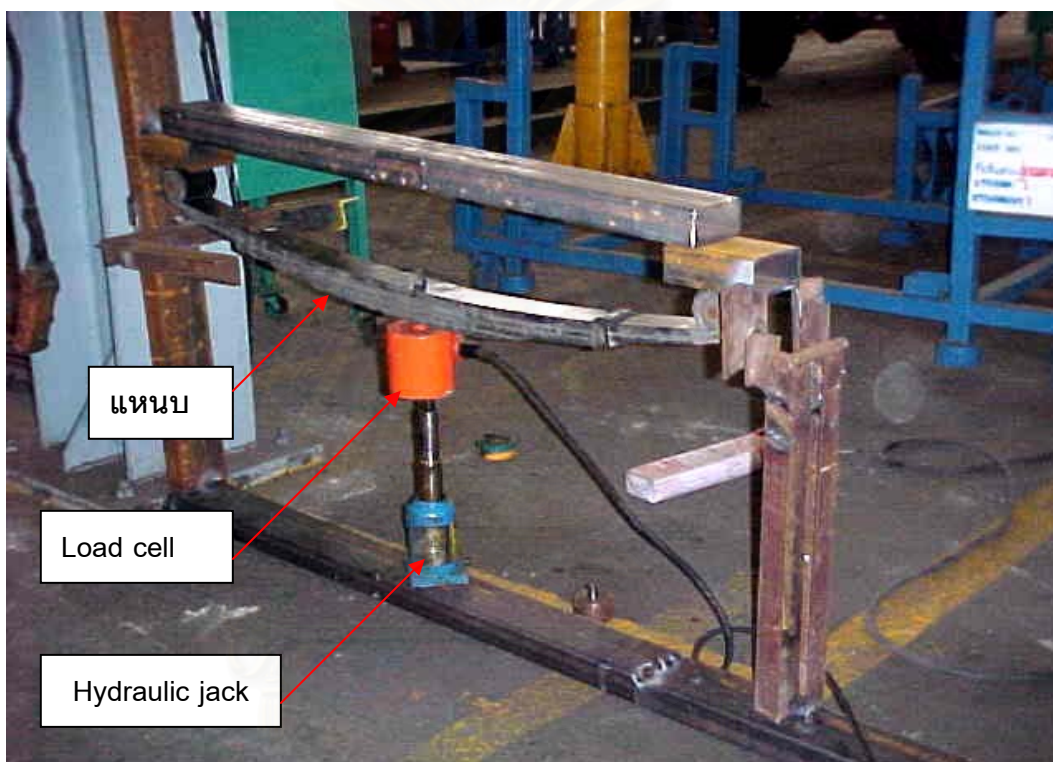
$$I_m = T^2 \cdot m_t \cdot g \cdot l / (4 \pi^2)$$

สถาบันวิจัยปฏิบัติการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.5 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรง (k) และ ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง (c) จาก การทดลอง

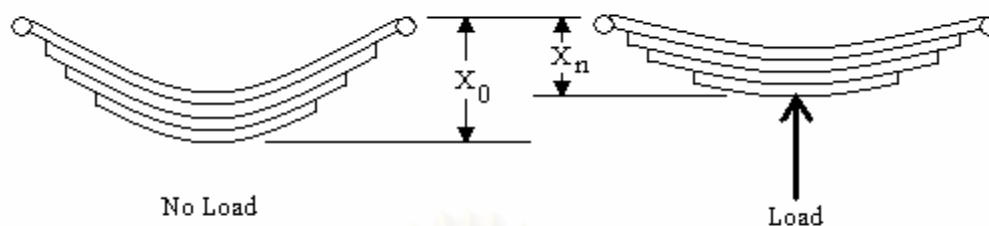
3.5.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของແໜບ

เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของແໜບมีความเป็นเชิงเส้นตามสมการ $F = k \cdot \Delta x$ ดังนั้นในการทดลองนี้จึงพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของระยะ Δx เมื่อให้แรง F มากกระทำ โดยมีรูปแบบของชุดอุปกรณ์ดังแสดงได้ดังรูปที่ 3.9 ดังนี้



รูปที่ 3.9 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของແໜບ

ซึ่งในการทดลองจะติดตั้งແໜບให้มีลักษณะเดียวกันกับการติดตั้งกับตัวรถ โดยได้จัดโครงสร้างดังรูปดังกล่าวให้สามารถรองรับแรงที่มากกระทำได้เช่นเดียวกันกับเมื่อติดตั้งในตัวรถ การวัดค่าแรงที่มากกระทำนั้นใช้ชุดโหลดเซลล์และดิจิตอลสเตรนเป็นตัวอ่านค่าแรงที่มากกระทำ การให้แรงที่มากกระทำนั้นใช้กระบอกลไฮดรอลิคดันที่ตำแหน่งตรงกลางແໜບ แล้วทำการวัดระยะที่เปลี่ยนไปจากตำแหน่งที่ไม่มีแรงมากกระทำ x_0 จากนั้นจึงวัดระยะແໜบโก่งตัวเมื่อมีแรงมากกระทำ โดยใช้เวอร์เนียร์ ตามรูปที่ 3.10 แสดงต่อไปนี้



รูปที่ 3.10 การวัดระยะแหวนบึงตัวเมื่อมีแรงมากกระทำ

$$\Delta x_n = x_0 - x_n$$

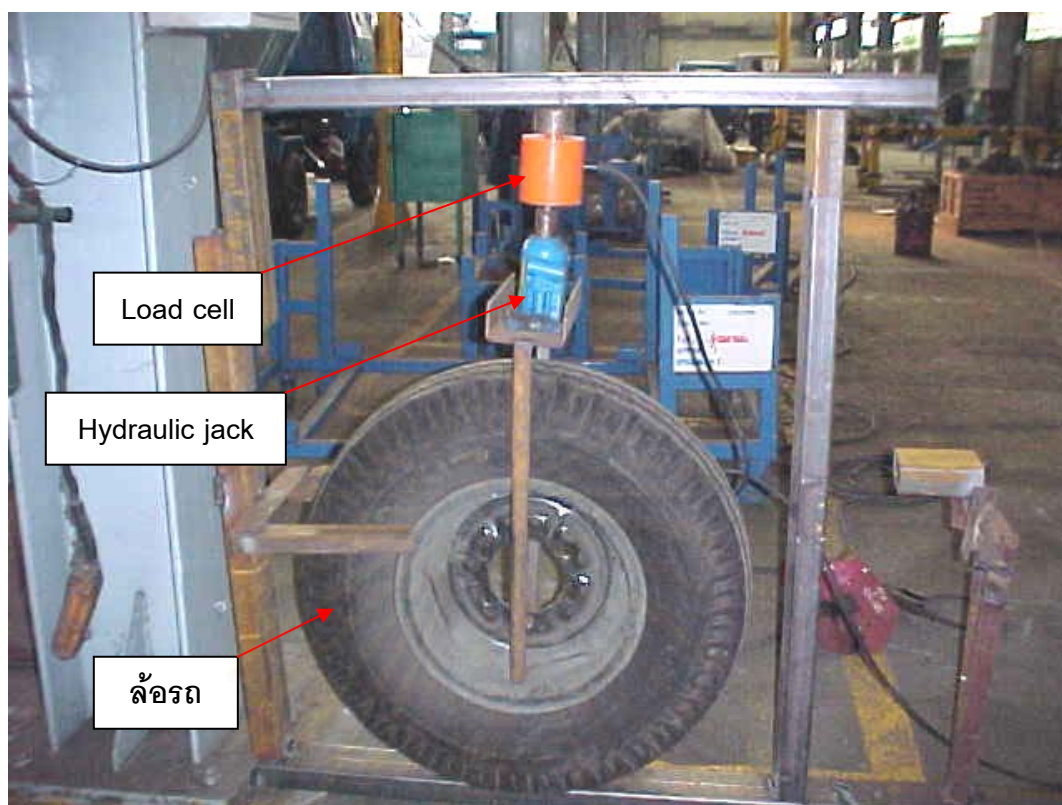
เมื่อ n คือลำดับครั้งที่เปลี่ยนแปลงแรงที่มากกระทำ

จากนั้นจึงเริ่มต้นวัดจากตำแหน่งที่ไม่มีแรงมากกระทำ แล้วเปลี่ยนแปลงแรงในรูปของน้ำหนักครั้งละ 50 กิโลกรัม จนกระทั่งถึงค่า 800 กิโลกรัม หลังจากนั้นจึงทำการลดแรงในรูปของน้ำหนักลงจาก 800 กิโลกรัม ครั้งละ 50 กิโลกรัมจนกระทั่งถึงค่าศูนย์หรือถึงค่าที่มันไม่สามารถเปลี่ยนแปลงระยะ x ได้อีกแล้ว ซึ่งในกรณีนี้เป็นเพราะการที่ภายในเนื้อวัสดุของแหวนเกิดแรงตกค้าง (Residue force) นั้นเอง

เมื่อได้ค่าจากการทดลองนี้แล้ว จึงนำค่า F และ Δx ไปเขียนกราฟ แล้วหาค่าความชันของกราฟ ก็จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของแหวนตามต้องการ

3.5.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อ

ในการทดลองนี้จะพิจารณาการเปลี่ยนแปลงระยะ Δx ของยางล้อ และแรง F ที่มากกระทำเป็นแบบเชิงเส้น ดังนั้นจึงใช้สมการความสัมพันธ์ $F = k \cdot \Delta x$ และได้จัดชุดอุปกรณ์การทดลองดังรูปที่ 3.11 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.11 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของยางล้อ

จากรูปจะเห็นได้ว่าใช้แรงกดกระทำเฉพาะด้านล่างของล้อ ดังนั้นค่าระยะ Δx ที่เปลี่ยนแปลงไปจะ ถูกบันทึกตามค่าแรง F ที่มากระทำในรูปของน้ำหนักตั้งแต่ค่า 0 ถึง 800 กิโลกรัม แล้วก็จะลดแรง ในรูปของน้ำหนักจาก 800 กิโลกรัมลงมาจนกระทั่งค่าเป็น 0 หรือถึงค่าที่ยางล้อไม่สามารถ เปลี่ยนแปลงระยะได้อีก เช่นเดียวกันกับวิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของแหวน การ เปลี่ยนแปลงแรงในรูปของน้ำหนักจะเปลี่ยนแปลงครั้งละ 50 กิโลกรัม

เมื่อได้ค่าจากการทดลองแล้ว จึงนำค่า F และ Δx ไปเขียนกราฟ แล้วหาค่าความชันของกราฟ ก็ จะได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของยางล้อตามต้องการ

3.5.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง

เนื่องจากพื้นผิวของเบาะเป็นผ้าพลาสติก ดังนั้นจึงได้จัดทำแผ่นเหล็กวางไว้บนเบาะนั่งเพื่อติดตั้ง อุปกรณ์การวัดดังแสดงในรูปที่ 3.12 ต่อไปนี้



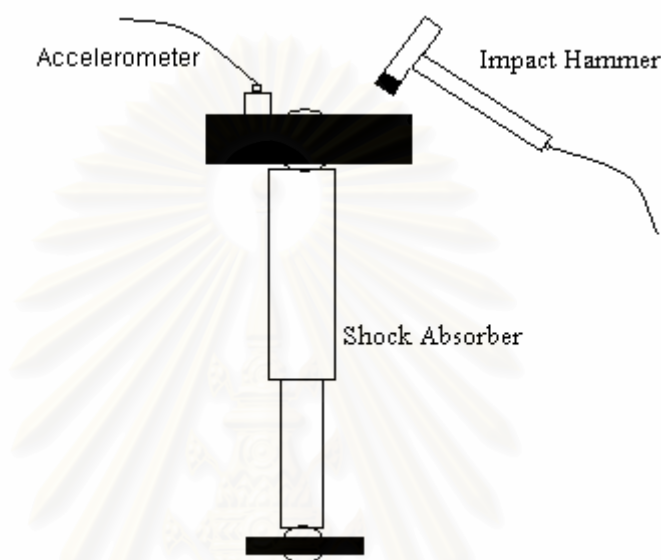
รูปที่ 3.12 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง

การทดลองนี้ได้ใช้เครื่องมือ Pulse analyzer ในการวัดค่าความถี่ธรรมชาติของการสั่นสะเทือนของเบาะนั่ง เพื่อนำไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง โดยใช้ Accelerometer ติดไว้ที่ตำแหน่งศูนย์กลางของเบาะแล้วใช้ Impact hammer เป็นตัวกำเนิดแรงพัลส์ ที่ตำแหน่งใด ๆ บนเบาะนั่ง สัญญาณจะถูกบันทึกค่าและค่าที่บันทึกได้จะแสดงในรูปของความถี่ธรรมชาติ หลังจากนั้นจึงนำค่าความถี่ธรรมชาติไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่งตามสมการ $k = \omega_n^2 \cdot m$ จึงทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่งตามต้องการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.5.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพ

การทดสอบครั้งนี้ถือว่าความหน่วงจากส่วนอื่นๆของรถไม่มีผลต่อการสั่นสะเทือนของรถ ทำให้พิจารณาเฉพาะความหน่วงที่เกิดจากโช้คอัพเพียงอย่างเดียว ซึ่งได้จัดตั้งอุปกรณ์การวัดดังรูปที่ 3.13 ต่อไปนี้

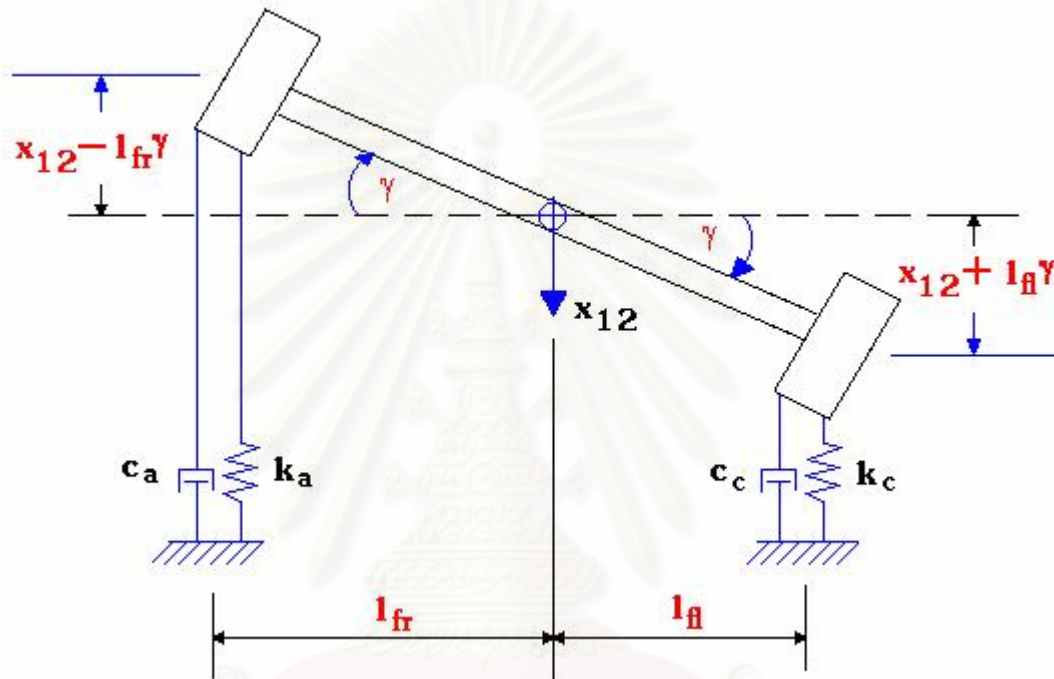


รูปที่ 3.13 อุปกรณ์การวัดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพ

การทดลองนี้ใช้เครื่องมือ Pulse analyzer ในการวัดค่าความถี่ธรรมชาติของการสั่นสะเทือนของโช้คอัพเพื่อนำไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพ โดยใช้ Accelerometer ติดไว้ที่ตำแหน่งเหล็กยึดส่วนบนของโช้คอัพดังแสดงในรูป แล้วใช้ Impact hammer เป็นตัวกำเนิดแรงพัลส์ ที่ตำแหน่งใดๆบนเหล็กยึดส่วนบนของโช้คอัพ สัญญาณจะถูกบันทึกค่าและค่าที่บันทึกได้จะแสดงในรูปของความถี่ธรรมชาติ หลังจากนั้นจึงนำค่าความถี่ธรรมชาติไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพตามสมการ $c = 2\zeta m\omega_n$ จึงทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพตามต้องการ โดยที่วิธีการคำนวณสามารถดูได้จาก ภาคผนวก ง.

3.6 การศึกษาการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทดสอบจากการคำนวณ

จากผลการทดลองที่ได้มาทั้งหมดข้างต้นนั้น จะนำมาแทนค่าในสมการการสั่นสะเทือนที่ได้ทำการจัดเตรียมไว้ เมื่อพิจารณารถยนต์ทดสอบ สามารถแยกรถยนต์ทดสอบออกเป็น 4 ส่วนคือ ชุดล้อ และเพลาน้ำ ชุดล้อและเพลาลัง ตัวรถ และ เบาะนั่ง โดยพิจารณาจากรูปที่ 2.5 ถึงรูปที่ 2.7 จึงได้จำลองโมเดลการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนไว้ดังรูปที่ 3.14 ถึงรูปที่ 3.20 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.14 ทิศทางการสั่นของชุดล้อหน้า

โดยอาศัยวิธีการอนุรักษพลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรานจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบาย ขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของชุดล้อหน้าได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{2} k_a (x_{12} - l_{fr} \gamma)^2 + \frac{1}{2} k_c (x_{12} + l_{fl} \gamma)^2 \\
 \frac{\partial V}{\partial q} &\Rightarrow \frac{\partial V}{\partial x_{12}} = k_a (x_{12} - l_{fr} \gamma) + k_c (x_{12} + l_{fl} \gamma) \\
 &= (k_a + k_c) x_{12} - (k_a l_{fr} - k_c l_{fl}) \gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial \gamma} &= -l_{fr} k_a (x_{12} - l_{fr} \gamma) + l_{fl} k_c (x_{12} + l_{fl} \gamma)
 \end{aligned}$$

$$= -(l_{fr}k_a - l_{fl}k_c)x_{12} + (l_{fr}^2k_a + l_{fl}^2k_c)\dot{\gamma}$$

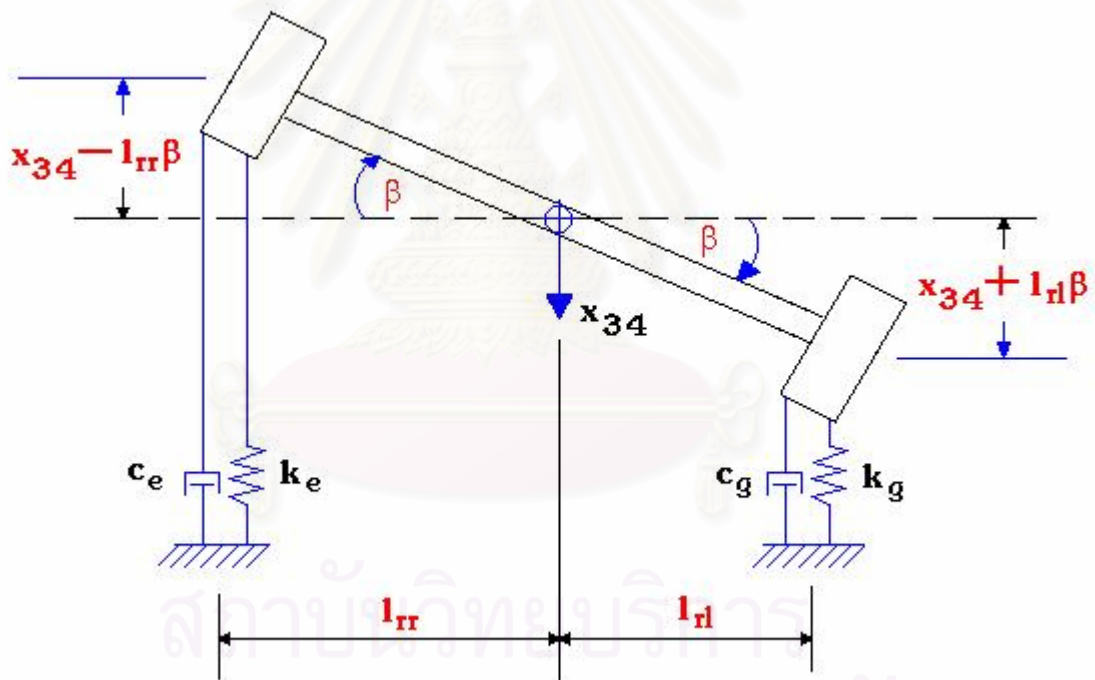
$$R = \frac{1}{2}C_a(\dot{x}_{12} - l_{fr}\dot{\gamma})^2 + \frac{1}{2}C_c(\dot{x}_{12} + l_{fl}\dot{\gamma})^2$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{12}} = C_a(\dot{x}_{12} - l_{fr}\dot{\gamma}) + C_c(\dot{x}_{12} + l_{fl}\dot{\gamma})$$

$$= (C_a + C_c)\dot{x}_{12} - (C_a l_{fr} + C_c l_{fl})\dot{\gamma}$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}} = -l_{fr}C_a(\dot{x}_{12} - l_{fr}\dot{\gamma}) + l_{fl}C_c(\dot{x}_{12} + l_{fl}\dot{\gamma})$$

$$= -(l_{fr}C_a - l_{fl}C_c)\dot{x}_{12} + (l_{fr}^2C_a + l_{fl}^2C_c)\dot{\gamma}$$



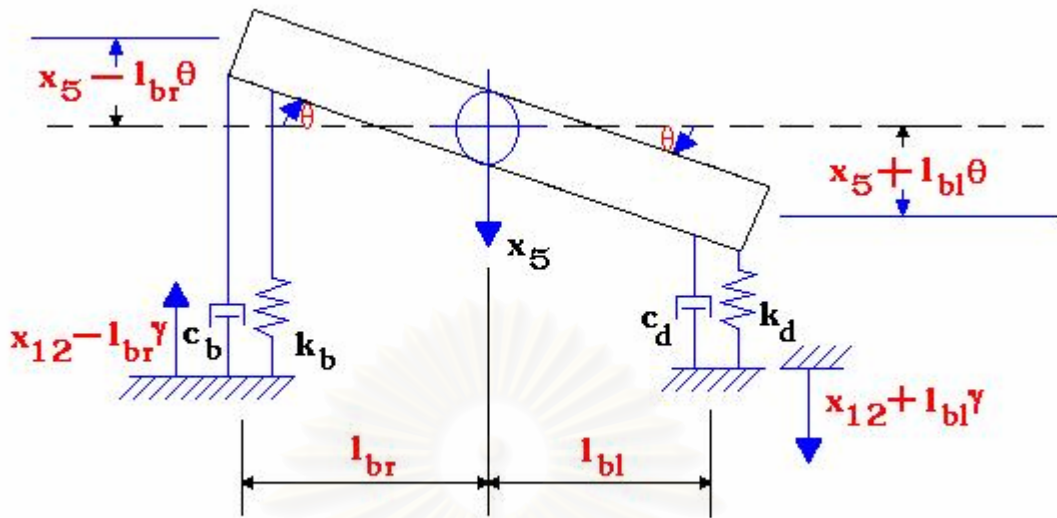
รูปที่ 3.15 ทิศทางการสั่นของชุดล้อหลัง

โดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรานจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบาย ขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั้นสะเทือนของชุดล้อหลังได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
V &= \frac{1}{2}k_e (x_{34} - l_{rr}\beta)^2 + \frac{1}{2}k_g (x_{34} + l_{rl}\beta)^2 \\
\frac{\partial V}{\partial x_{34}} &= k_e (x_{34} - l_{rr}\beta) + k_g (x_{34} + l_{rl}\beta) \\
&= (k_e + k_g)x_{34} - (k_e l_{rr} - k_g l_{rl})\beta \\
\frac{\partial V}{\partial \beta} &= -l_{rr}k_e (x_{34} - l_{rr}\beta) + l_{rl}k_g (x_{34} + l_{rl}\beta) \\
&= -(l_{rr}k_e - l_{rl}k_g)x_{34} + (l_{rr}^2 k_e + l_{rl}^2 k_g)\beta
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R &= \frac{1}{2}C_e (\dot{x}_{34} - l_{rr}\dot{\beta})^2 + \frac{1}{2}C_g (\dot{x}_{34} + l_{rl}\dot{\beta})^2 \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{12}} &= C_e (\dot{x}_{34} - l_{rr}\dot{\beta}) + C_g (\dot{x}_{34} + l_{rl}\dot{\beta}) \\
&= (C_e + C_g)\dot{x}_{34} - (C_e l_{rr} + C_g l_{rl})\dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} &= -l_{rr}C_e (\dot{x}_{34} - l_{rr}\dot{\beta}) + l_{rl}C_g (\dot{x}_{34} + l_{rl}\dot{\beta}) \\
&= -(l_{rr}C_e - l_{rl}C_g)\dot{x}_{34} + (l_{rr}^2 C_e + l_{rl}^2 C_g)\dot{\beta}
\end{aligned}$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

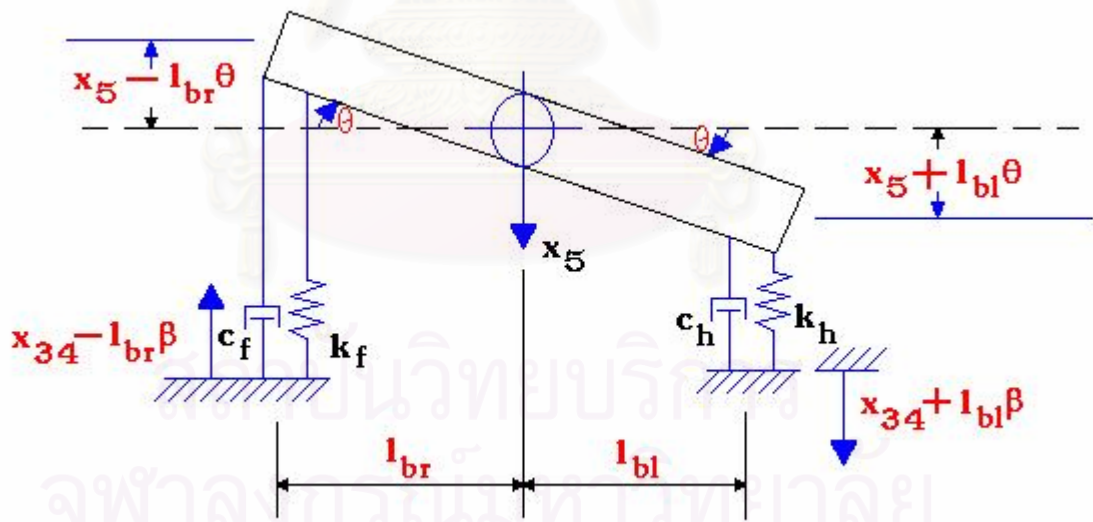


รูปที่ 3.16 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าที่ตำแหน่งล้อหน้า

ในทำนองเดียวกันโดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรางจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบายขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าที่ตำแหน่งล้อหน้าได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{2} k_b [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{12} - l_{br}\gamma)]^2 + \frac{1}{2} k_d [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{12} + l_{bl}\gamma)]^2 \\
 \frac{\partial V}{\partial x_5} &= k_b [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{12} - l_{br}\gamma)] + k_d [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{12} + l_{bl}\gamma)] \\
 &= (k_b + k_d)x_5 + (k_b + k_d)x_{12} - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})\theta - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})\gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial \theta} &= -k_b l_{br} [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{12} - l_{br}\gamma)] + k_d l_{bl} [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{12} + l_{bl}\gamma)] \\
 &= -(k_b l_{br} - k_d l_{bl})x_5 - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})x_{12} + (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2)\theta + (k_d l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2)\gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial x_{12}} &= k_b [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{12} - l_{br}\gamma)] + k_d [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{12} + l_{bl}\gamma)] \\
 &= (k_b + k_d)x_5 + (k_b + k_d)x_{12} - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})\theta - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})\gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial \gamma} &= -k_b l_{br} [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{12} - l_{br}\gamma)] + k_d l_{bl} [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{12} + l_{bl}\gamma)] \\
 &= -(k_b l_{br} - k_d l_{bl})x_5 - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})x_{12} + (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2)\theta + (k_d l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2)\gamma
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R &= \frac{1}{2}C_b \left[(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} - l_{br}\dot{\gamma}) \right]^2 + \frac{1}{2}C_d \left[(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl}\dot{\gamma}) \right]^2 \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_5} &= C_b \left[(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} - l_{br}\dot{\gamma}) \right] + C_d \left[(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl}\dot{\gamma}) \right] \\
&= (C_b + C_d)\dot{x}_5 + (C_b + C_d)\dot{x}_{12} - (C_b l_{br} + C_d l_{bl})\dot{\theta} - (C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{12}} &= C_b \left[(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} - l_{br}\dot{\gamma}) \right] + C_d \left[(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl}\dot{\gamma}) \right] \\
&= (C_b + C_d)\dot{x}_5 + (C_b + C_d)\dot{x}_{12} - (C_b l_{br} + C_d l_{bl})\dot{\theta} - (C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}} &= -C_b l_{br} \left[(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} - l_{br}\dot{\gamma}) \right] + C_d l_{bl} \left[(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl}\dot{\gamma}) \right] \\
&= -(C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{x}_5 - (C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{x}_{12} + (C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2)\dot{\theta} + (C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2)\dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}} &= -C_b l_{br} \left[(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} - l_{br}\dot{\gamma}) \right] + C_d l_{bl} \left[(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl}\dot{\gamma}) \right] \\
&= -(C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{x}_5 - (C_b l_{br} - C_d l_{bl})\dot{x}_{12} + (C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2)\dot{\theta} + (C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2)\dot{\gamma}
\end{aligned}$$



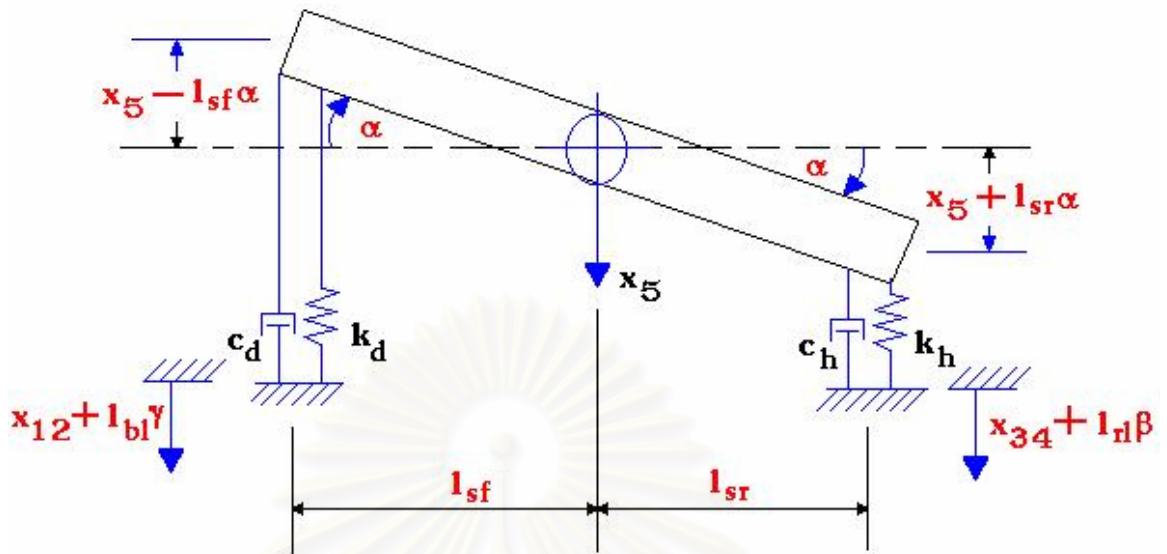
รูปที่ 3.17 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าที่ตำแหน่งล้อหลัง

ในการทำงานเดียวกันโดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรานจ์ (Lagrange's equation)

ซึ่งสามารถอธิบายขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั้นสะท้อนของตัวรถที่สังเกตจากด้านหน้าทีตำแหน่งล้อหลังได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{2}k_f [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{34} - l_{br}\beta)]^2 + \frac{1}{2}k_h [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{34} + l_{bl}\beta)]^2 \\
 \frac{\partial V}{\partial x_5} &= k_f [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{34} - l_{br}\beta)] + k_h [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{34} + l_{bl}\beta)] \\
 &= (k_f + k_h)x_5 + (k_f + k_h)x_{34} - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})\theta - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})\beta \\
 \frac{\partial V}{\partial \theta} &= -k_f l_{br} [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{34} - l_{br}\beta)] + k_h l_{bl} [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{34} + l_{bl}\beta)] \\
 &= -(k_f l_{br} - k_h l_{bl})x_5 - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})x_{34} + (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2)\theta + (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2)\beta \\
 \frac{\partial V}{\partial x_{34}} &= k_f [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{34} - l_{br}\beta)] + k_h [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{34} + l_{bl}\beta)] \\
 &= (k_f + k_h)x_5 + (k_f + k_h)x_{34} - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})\theta - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})\beta \\
 \frac{\partial V}{\partial \beta} &= -k_f l_{br} [(x_5 - l_{br}\theta) + (x_{34} - l_{br}\beta)] + k_h l_{bl} [(x_5 + l_{bl}\theta) + (x_{34} + l_{bl}\beta)] \\
 &= -(k_f l_{br} - k_h l_{bl})x_5 - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})x_{34} + (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2)\theta + (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2)\beta
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{1}{2}C_f [(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} - l_{br}\dot{\beta})]^2 + \frac{1}{2}C_h [(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} + l_{bl}\dot{\beta})]^2 \\
 \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_5} &= C_f [(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} - l_{br}\dot{\beta})] + C_h [(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} + l_{bl}\dot{\beta})] \\
 &= (C_f + C_h)\dot{x}_5 + (C_f + C_h)\dot{x}_{34} - (C_f l_{br} + C_h l_{bl})\dot{\theta} - (C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{\beta} \\
 \frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{34}} &= C_f [(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} - l_{br}\dot{\beta})] + C_h [(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} + l_{bl}\dot{\beta})] \\
 &= (C_f + C_h)\dot{x}_5 + (C_f + C_h)\dot{x}_{34} - (C_f l_{br} + C_h l_{bl})\dot{\theta} - (C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{\beta} \\
 \frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}} &= -C_f l_{br} [(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} - l_{br}\dot{\beta})] + C_h l_{bl} [(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} + l_{bl}\dot{\beta})] \\
 &= -(C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{x}_5 - (C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{x}_{34} + (C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2)\dot{\theta} + (C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2)\dot{\beta} \\
 \frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} &= -C_f l_{br} [(\dot{x}_5 - l_{br}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} - l_{br}\dot{\beta})] + C_h l_{bl} [(\dot{x}_5 + l_{bl}\dot{\theta}) + (\dot{x}_{34} + l_{bl}\dot{\beta})] \\
 &= -(C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{x}_5 - (C_f l_{br} - C_h l_{bl})\dot{x}_{34} + (C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2)\dot{\theta} + (C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2)\dot{\beta}
 \end{aligned}$$

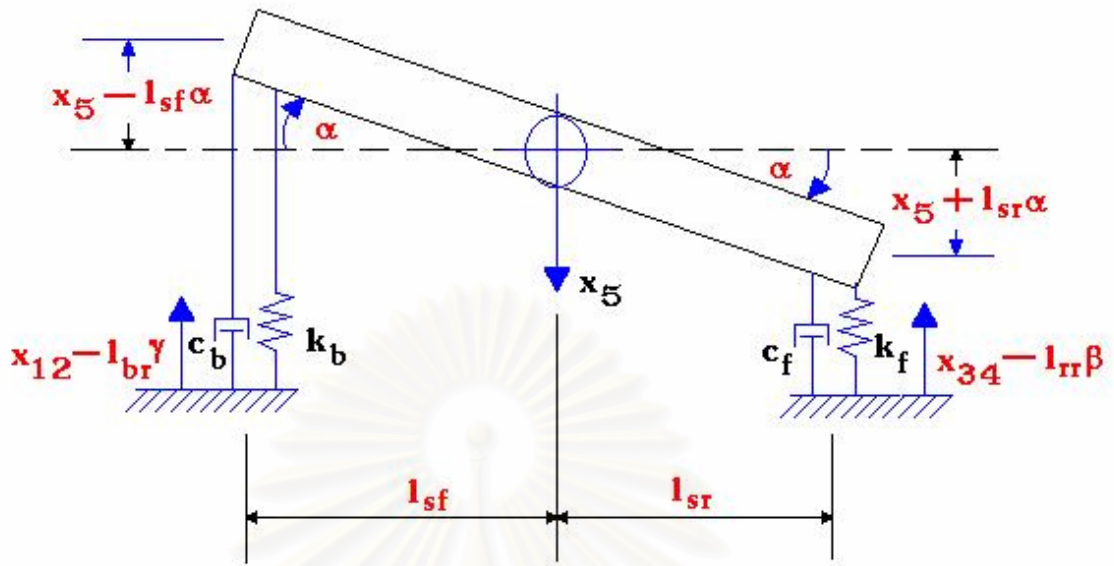


รูปที่ 3.18 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างซ้าย

ในทำนองเดียวกันโดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนเชียลตามสมการลากรางจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบายขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างซ้ายได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{2} k_d [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} + l_{bl} \gamma)]^2 + \frac{1}{2} k_h [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} + l_{rl} \beta)]^2 \\
 \frac{\partial V}{\partial x_5} &= k_d [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} + l_{bl} \gamma)] + k_h [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} + l_{rl} \beta)] \\
 &= (k_d + k_h) x_5 + k_d x_{12} + k_h x_{34} - (k_d l_{sf} - k_h l_{sr}) \alpha + k_d l_{bl} \gamma + k_h l_{rl} \beta \\
 \frac{\partial V}{\partial x_{12}} &= k_d [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} + l_{bl} \gamma)] \\
 &= k_d x_5 - k_d l_{sf} \alpha + k_d x_{12} + k_d l_{bl} \gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial \alpha} &= -k_d l_{sf} [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} + l_{bl} \gamma)] + k_h l_{sr} [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} + l_{rl} \beta)] \\
 &= -(k_d l_{sf} - k_h l_{sr}) x_5 - k_d l_{sf} x_{12} + k_h l_{sr} x_{34} + (k_d l_{sf}^2 + k_h l_{sr}^2) \alpha - k_d l_{sf} l_{bl} \gamma + k_h l_{sr} l_{rl} \beta \\
 \frac{\partial V}{\partial \gamma} &= k_d l_{bl} [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} + l_{bl} \gamma)]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= k_d l_{bl} x_5 - k_d l_{bl} l_{sf} \alpha + k_d l_{bl} x_{12} + k_d l_{bl}^2 \gamma \\
\frac{\partial V}{\partial x_{34}} &= k_h [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} + l_{rl} \beta)] \\
&= k_h x_5 + k_h l_{sf} \alpha + k_h x_{34} + k_h l_{rl} \beta \\
\frac{\partial V}{\partial \beta} &= k_h l_{rl} [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} + l_{rl} \beta)] \\
&= k_h l_{rl} x_5 + k_h l_{rl} l_{sr} \alpha + k_h l_{rl} x_{34} + k_h l_{rl}^2 \beta \\
R &= \frac{1}{2} C_d [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl} \dot{\gamma})]^2 + \frac{1}{2} C_h [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} + l_{rl} \dot{\beta})]^2 \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_5} &= C_d [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl} \dot{\gamma})] + C_h [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} + l_{rl} \dot{\beta})] \\
&= (C_d + C_h) \dot{x}_5 + C_d \dot{x}_{12} + C_h \dot{x}_{34} - (C_d l_{sf} - C_h l_{sr}) \dot{\alpha} + C_d l_{bl} \dot{\gamma} + C_h l_{rl} \dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{12}} &= C_d [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl} \dot{\gamma})] \\
&= C_d \dot{x}_5 - C_d l_{sf} \dot{\alpha} + C_d \dot{x}_{12} + C_d l_{bl} \dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}} &= -C_d l_{sf} [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl} \dot{\gamma})] + C_h l_{sr} [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} + l_{rl} \dot{\beta})] \\
&= -(C_d l_{sf} - C_h l_{sr}) \dot{x}_5 - C_d l_{sf} \dot{x}_{12} + C_h l_{sr} \dot{x}_{34} + (C_d l_{sf}^2 + C_h l_{sr}^2) \dot{\alpha} - C_d l_{sf} l_{bl} \dot{\gamma} + C_h l_{sr} l_{rl} \dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}} &= C_d l_{bl} [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} + l_{bl} \dot{\gamma})] \\
&= C_d l_{bl} \dot{x}_5 - C_d l_{bl} l_{sf} \dot{\alpha} + C_d l_{bl} \dot{x}_{12} + C_d l_{bl}^2 \dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{34}} &= C_h [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} + l_{rl} \dot{\beta})] \\
&= C_h \dot{x}_5 + C_h l_{sf} \dot{\alpha} + C_h \dot{x}_{34} + C_h l_{rl} \dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} &= C_h l_{rl} [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} + l_{rl} \dot{\beta})] \\
&= C_h l_{rl} \dot{x}_5 + C_h l_{rl} l_{sr} \dot{\alpha} + C_h l_{rl} \dot{x}_{34} + C_h l_{rl}^2 \dot{\beta}
\end{aligned}$$



รูปที่ 3.19 ทิศทางการสั่นของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างขวา

ในทำนองเดียวกันโดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรางจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบายขยายความสมการการเคลื่อนที่แบบสั้นสะเทือนของตัวรถที่สังเกตจากด้านข้างที่ตำแหน่งล้อข้างขวาได้ดังนี้

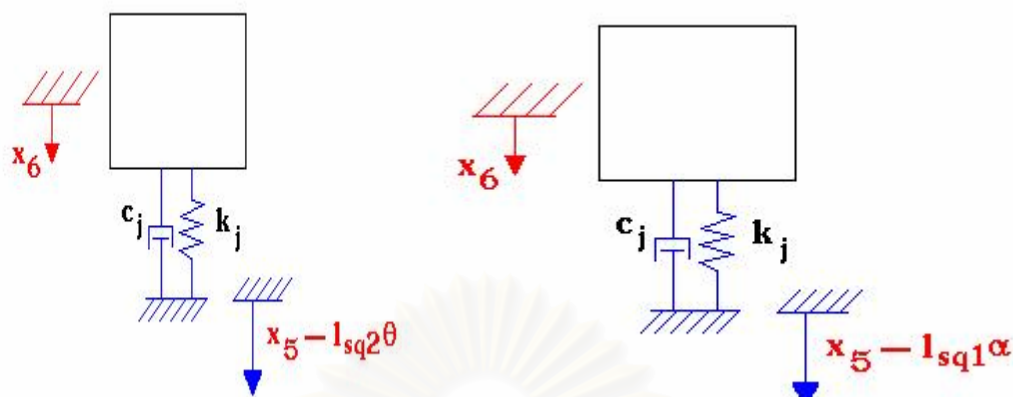
$$\begin{aligned}
 V &= \frac{1}{2} k_b [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} - l_{br} \gamma)]^2 + \frac{1}{2} k_f [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} - l_{rr} \beta)]^2 \\
 \frac{\partial V}{\partial x_5} &= k_b [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} - l_{br} \gamma)] + k_f [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} - l_{rr} \beta)] \\
 &= (k_b + k_f) x_5 + k_b x_{12} + k_f x_{34} - (k_b l_{sf} - k_f l_{sr}) \alpha + k_b l_{br} \gamma - k_f l_{rr} \beta \\
 \frac{\partial V}{\partial x_{12}} &= k_b [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} - l_{br} \gamma)] \\
 &= k_b x_5 - k_b l_{sf} \alpha + k_b x_{12} + k_b l_{br} \gamma \\
 \frac{\partial V}{\partial \alpha} &= -k_b l_{sf} [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} - l_{br} \gamma)] + k_f l_{sr} [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} - l_{rr} \beta)] \\
 &= -(k_b l_{sf} - k_f l_{sr}) x_5 - k_b l_{sf} x_{12} + k_f l_{sr} x_{34} + (k_b l_{sf}^2 + k_f l_{sr}^2) \alpha + k_b l_{sf} l_{br} \gamma - k_f l_{sr} l_{rr} \beta \\
 \frac{\partial V}{\partial \gamma} &= -k_b l_{br} [(x_5 - l_{sf} \alpha) + (x_{12} - l_{br} \gamma)] \\
 &= -k_b l_{br} x_5 + k_b l_{br} l_{sf} \alpha - k_b l_{br} x_{12} + k_b l_{br}^2 \gamma
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial V}{\partial x_{34}} &= k_f [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} - l_{rr} \beta)] \\
&= k_f x_5 + k_f l_{sf} \alpha + k_f x_{34} - k_f l_{rr} \beta \\
\frac{\partial V}{\partial \beta} &= -k_f l_{rr} [(x_5 + l_{sr} \alpha) + (x_{34} - l_{rr} \beta)] \\
&= -k_f l_{rr} x_5 - k_f l_{rr} l_{sr} \alpha - k_f l_{rr} x_{34} + k_f l_{rr}^2 \beta
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R &= \frac{1}{2} C_b [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} - l_{br} \dot{\gamma})]^2 + \frac{1}{2} C_f [(\dot{x}_5 - l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} - l_{rr} \dot{\beta})]^2 \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_5} &= C_b [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} - l_{br} \dot{\gamma})] + C_f [(\dot{x}_5 - l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} - l_{rr} \dot{\beta})] \\
&= (C_b + C_f) \dot{x}_5 - (C_b l_{sf} + C_f l_{sr}) \dot{\alpha} + C_b \dot{x}_{12} - C_b l_{br} \dot{\gamma} + C_f \dot{x}_{34} - C_f l_{rr} \dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}} &= -C_b l_{sf} [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} - l_{br} \dot{\gamma})] + C_f l_{sr} [(\dot{x}_5 - l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} - l_{rr} \dot{\beta})] \\
&= -(C_b l_{sf} - C_f l_{sr}) \dot{x}_5 + (C_b l_{sf}^2 + C_f l_{sr}^2) \dot{\alpha} - C_b l_{sf} \dot{x}_{12}^2 + C_b l_{sf} l_{br} \dot{\gamma} + C_f l_{sr} \dot{x}_{34} - C_f l_{sr} l_{rr} \dot{\beta}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{12}} &= C_b [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} - l_{br} \dot{\gamma})] \\
&= C_b \dot{x}_5 - C_b l_{sf} \dot{\alpha} + C_b \dot{x}_{12} - C_b l_{br} \dot{\gamma} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\gamma}} &= -C_b l_{br} [(\dot{x}_5 - l_{sf} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{12} - l_{br} \dot{\gamma})] \\
&= -C_b l_{br} \dot{x}_5 + C_b l_{br} l_{sf} \dot{\alpha} - C_b l_{br} \dot{x}_{12} + C_b l_{br}^2 \dot{\gamma}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_{34}} &= C_f [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} - l_{rr} \dot{\beta})] \\
&= C_f \dot{x}_5 + C_f l_{sr} \dot{\alpha} + C_f \dot{x}_{34} - C_f l_{rr} \dot{\beta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} &= -C_f l_{rr} [(\dot{x}_5 + l_{sr} \dot{\alpha}) + (\dot{x}_{34} - l_{rr} \dot{\beta})] \\
&= -C_f l_{rr} \dot{x}_5 - C_f l_{rr} l_{sr} \dot{\alpha} - C_f l_{rr} \dot{x}_{34} + C_f l_{rr}^2 \dot{\beta}
\end{aligned}$$



รูปที่3.20 ทิศทางการสั่นของเบาะนั่งที่สังเกตจากด้านหน้าและด้านข้าง

และในทำนองเดียวกันโดยอาศัยวิธีการอนุรักษ์พลังงานในการหาที่มาของสมการ จึงใช้สมการที่ 2.2 และสมการที่ 2.3 แล้วทำการดิฟเฟอเรนทิเอตตามสมการลากรางจ์ (Lagrange's equation) ซึ่งสามารถอธิบายขยายความ สมการการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของเบาะนั่งที่สังเกตจากด้านหน้าและด้านข้างได้ดังนี้

$$V = \frac{1}{2} k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq2}\theta)]^2 + \frac{1}{2} k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq1}\alpha)]^2$$

$$\frac{\partial V}{\partial x_6} = k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq2}\theta)] + k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq1}\alpha)]$$

$$= 2k_j x_6 - 2k_j x_5 + k_j l_{sq2}\theta + k_j l_{sq1}\alpha$$

$$\frac{\partial V}{\partial x_5} = -k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq2}\theta)] - k_j [x_6 - (x_5 - l_{sq1}\alpha)]$$

$$= -2k_j x_6 + 2k_j x_5 - k_j l_{sq2}\theta - k_j l_{sq1}\alpha$$

$$\frac{\partial V}{\partial \theta} = k_j l_{sq2} [x_6 - (x_5 - l_{sq2}\theta)]$$

$$= k_j l_{sq2} x_6 - k_j l_{sq2} x_5 + k_j l_{sq2}^2 \theta$$

$$\frac{\partial V}{\partial \alpha} = k_j l_{sq1} [x_6 - (x_5 - l_{sq1}\alpha)]$$

$$= k_j l_{sq1} x_6 - k_j l_{sq1} x_5 + k_j l_{sq1}^2 \alpha$$

$$\begin{aligned}
R &= \frac{1}{2}C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq2}\dot{\theta})]^2 + \frac{1}{2}C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq1}\dot{\alpha})]^2 \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_6} &= C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq2}\dot{\theta})] + C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq1}\dot{\alpha})] \\
&= 2C_j \dot{x}_6 - 2C_j \dot{x}_5 + C_j l_{sq2} \dot{\theta} + C_j l_{sq1} \dot{\alpha} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{x}_5} &= -C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq2}\dot{\theta})] - C_j [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq1}\dot{\alpha})] \\
&= -2C_j \dot{x}_6 + 2C_j \dot{x}_5 - C_j l_{sq2} \dot{\theta} - C_j l_{sq1} \dot{\alpha} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\theta}} &= C_j l_{sq2} [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq2}\dot{\theta})] \\
&= C_j l_{sq2} \dot{x}_6 - C_j l_{sq2} \dot{x}_5 + C_j l_{sq2}^2 \dot{\theta} \\
\frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}} &= C_j l_{sq1} [\dot{x}_6 - (\dot{x}_5 - l_{sq1}\dot{\alpha})] \\
&= C_j l_{sq1} \dot{x}_6 - C_j l_{sq1} \dot{x}_5 + C_j l_{sq1}^2 \dot{\alpha}
\end{aligned}$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จากนั้นทำการรวมสมการที่อธิบายข้างต้นเพื่อหาสมการที่แสดงการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของทั้งระบบได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial x_{12}} &= (k_a + 2k_b + k_c + 2k_d)x_{12} - [k_a l_{rl} + 2k_b l_{br} - k_c l_{fl} - 2k_d l_{bl}] \gamma + [2k_b + 2k_d]x_5 - (k_b l_{br} - k_d l_{bl})\theta - (k_b l_{sf} + k_d l_{sf})\alpha \\ \frac{\partial V}{\partial \gamma} &= -(k_a l_{fr} + 2k_b l_{br} - k_c l_{fl} - 2k_d l_{bl})x_{12} + [k_a l_{fr}^2 + 2k_b l_{br}^2 + k_c l_{fl}^2 + 2k_d l_{bl}^2] \gamma - [2k_b l_{br} - 2k_d l_{bl}]x_5 + (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2)\theta + (k_b l_{br} l_{sf} - k_d l_{bl} l_{sf})\alpha \\ \frac{\partial V}{\partial x_{34}} &= (k_e + 2k_f + k_g + 2k_h)x_{34} - [k_e l_{rr} + k_f l_{br} - k_g l_{rl} - k_h l_{bl} - k_h l_{rl} + k_f l_{rr}] \beta + [2k_f + 2k_h]x_5 - (k_f l_{br} - k_h l_{bl})\theta + (k_f l_{sr} + k_h l_{sr})\alpha \\ \frac{\partial V}{\partial \beta} &= -[k_e l_{rr} + k_f l_{br} - k_g l_{rl} - k_h l_{bl} - k_h l_{rl} + k_f l_{rr}]x_{34} + [k_e l_{rr}^2 + k_f l_{br}^2 + k_g l_{rl}^2 + k_h l_{bl}^2 + k_f l_{rr}^2 + k_h l_{rl}^2] \beta - [k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_f l_{rr} - k_h l_{rl}]x_5 \\ &\quad + (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2)\theta - (k_f l_{rr} l_{sr} - k_h l_{rl} l_{sr})\alpha \\ \frac{\partial V}{\partial x_5} &= [2k_b + 2k_d]x_{12} - [2k_b l_{br} - 2k_d l_{bl}] \gamma + [2k_f + 2k_h]x_{34} - [k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_f l_{rr} - k_h l_{rl}] \beta - [k_b l_{br} - k_d l_{bl} + k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_j l_{sq2}] \theta \\ &\quad - [k_b l_{sf} + k_d l_{sf} - k_f l_{sr} - k_h l_{sr} + k_j l_{sq1}] \alpha + [2k_b + 2k_d + 2k_f + 2k_h + 2k_j]x_5 - 2k_j x_6 \\ \frac{\partial V}{\partial \theta} &= [k_b l_{br} - k_d l_{bl}]x_{12} + [k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2] \gamma - [k_f l_{br} - k_h l_{bl}]x_{34} + [k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2] \beta - [k_b l_{br} - k_d l_{bl} + k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_j l_{sq2}]x_5 \\ &\quad + [k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2 + k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2 + k_j l_{sq2}^2] \theta + k_j l_{sq2} x_6 \\ \frac{\partial V}{\partial \alpha} &= -(k_b l_{sf} + k_d l_{sf})x_{12} + (k_b l_{br} k_{sf} - k_d l_{bl} l_{sf}) \gamma + (k_f l_{sr} + k_h l_{sr})x_{34} - [k_b l_{sf} + k_d l_{sf} - k_f l_{sr} - k_h l_{sr} + k_j l_{sq1}]x_5 - [k_f l_{sr} l_{rr} - k_h l_{sr} l_{rl}] \beta \\ &\quad + [k_b l_{sf}^2 + k_d l_{sf}^2 + k_f l_{sr}^2 + k_h l_{sr}^2 + k_j l_{sq1}^2] \alpha + k_j l_{sq1} x_6 \\ \frac{\partial V}{\partial x_6} &= -2k_j x_5 + k_j l_{sq2} \theta + k_j l_{sq1} \alpha + 2k_j x_6 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial V}{\partial \dot{x}_{12}} &= (C_a + 2C_b + C_c + 2C_d) \dot{x}_{12} - [C_a l_{rl} + 2C_b l_{br} - C_c l_{fl} - 2C_d l_{bl}] \dot{y} + [2C_b + 2C_d] \dot{x}_5 - (C_b l_{br} - C_d l_{bl}) \dot{\theta} - (C_b l_{sf} + C_d l_{sf}) \dot{\alpha} \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{y}} &= -(C_a l_{fr} + 2C_b l_{br} - C_c l_{fl} - 2C_d l_{bl}) \dot{x}_{12} + [C_a l_{fr}^2 + 2C_b l_{br}^2 + C_c l_{fl}^2 + 2C_d l_{bl}^2] \dot{y} - [2C_b l_{br} - 2C_d l_{bl}] \dot{x}_5 + (C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2) \dot{\theta} + (C_b l_{br} l_{sf} - C_d l_{bl} l_{sf}) \dot{\alpha} \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{x}_{34}} &= (C_e + 2C_f + C_g + 2C_h) \dot{x}_{34} - [C_e l_{rr} + C_f l_{br} - C_g l_{rl} - C_h l_{bl} + C_f l_{rr} - C_h l_{rl}] \dot{\beta} + [2C_f + 2C_h] \dot{x}_5 - (C_f l_{br} - C_h l_{bl}) \dot{\theta} + (C_f l_{sr} + C_h l_{sr}) \dot{\alpha} \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{\beta}} &= -[C_e l_{rr} + C_f l_{br} - C_g l_{rl} - C_h l_{bl} + C_f l_{rr} - C_h l_{rl}] \dot{x}_{34} + [C_e l_{rr}^2 + C_f l_{br}^2 + C_g l_{rl}^2 + C_h l_{bl}^2 + C_f l_{br}^2 + C_h l_{br}^2] \dot{\beta} - [C_f l_{br} - C_h l_{bl} + C_f l_{rr} - C_h l_{rl}] \dot{x}_5 \\
&\quad + (C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2) \dot{\theta} - (C_f l_{rr} l_{sr} - C_h l_{rl} l_{sr}) \dot{\alpha} \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{x}_5} &= [2C_b + 2C_d] \dot{x}_{12} - [2C_b l_{br} - 2C_d l_{bl}] \dot{y} + [2C_f + 2C_h] \dot{x}_{34} - [C_f l_{br} - C_h l_{bl} + C_f l_{rr} - C_h l_{rl}] \dot{\beta} - [C_b l_{br} - C_d l_{bl} + C_f l_{br} - C_h l_{bl} + C_j l_{sq2}] \dot{\theta} \\
&\quad - [C_b l_{sf} + C_d l_{sf} - C_f l_{sr} - C_h l_{sr} + C_j l_{sq1}] \dot{\alpha} + [2C_b + Ck_d + 2C_f + 2C_h + 2C_j] \dot{x}_5 - 2C_j \dot{x}_6 \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{\theta}} &= -[C_b l_{br} - C_d l_{bl}] \dot{x}_{12} + [C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2] \dot{y} - [C_f l_{br} - C_h l_{bl}] \dot{x}_{34} + [C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2] \dot{\beta} - [C_b l_{br} - C_d l_{bl} + C_f l_{br} - C_h l_{bl} + C_j l_{sq2}] \dot{x}_5 \\
&\quad + [C_b l_{br}^2 + C_d l_{bl}^2 + C_f l_{br}^2 + C_h l_{bl}^2 + C_j l_{sq2}^2] \dot{\theta} + C_j l_{sq2} \dot{x}_6 \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{\alpha}} &= -(C_b l_{sf} + C_d l_{sf}) \dot{x}_{12} + (C_b l_{br} k_{sf} - C_d l_{bl} l_{sf}) \dot{y} + (C_f l_{sr} + C_h l_{sr}) \dot{x}_{34} - [C_b l_{sf} + C_d l_{sf} - C_f l_{sr} - C_h l_{sr} + C_j l_{sq1}] \dot{x}_5 - [C_f l_{sr} l_{rr} - C_h l_{sr} l_{rl}] \dot{\beta} \\
&\quad + [C_b l_{sf}^2 + C_d l_{sf}^2 + C_f l_{sr}^2 + C_h l_{sr}^2 + C_j l_{sq1}^2] \dot{\alpha} + C_j l_{sq1} \dot{x}_6 \\
\frac{\partial V}{\partial \dot{x}_6} &= -2C_j \dot{x}_5 + C_j l_{sq2} \dot{\theta} + C_j l_{sq1} \dot{\alpha} + 2C_j \dot{x}_6
\end{aligned}$$

ชุดสมการที่ได้มานี้อ้างถึงสมการที่ 2.5 จากบทที่ 2 ดังนี้

$$[m] \ddot{q} + [c] \dot{q} + [k] q = F$$

ซึ่งสามารถจัดให้อยู่ในรูปเมตริกซ์ได้ดังนี้

$$[m] = \begin{bmatrix} m_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_\gamma & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_\beta & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 \end{bmatrix}$$

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$[k] = \begin{bmatrix}
 (k_a + 2k_b + k_c + 2k_d) & -(k_a l_{rl} + 2k_b l_{br} - k_c l_{fl} - 2k_d l_{bl}) & 0 & 0 \\
 -(k_a l_{fr} + 2k_b l_{br} - k_c l_{fl} - 2k_d l_{bl}) & (k_a l_{fr}^2 + 2k_b l_{br}^2 + k_c l_{fl}^2 + 2k_d l_{bl}^2) & 0 & 0 \\
 0 & 0 & (k_e + 2k_f + k_g + 2k_h) & -(k_e l_{rr} + k_f l_{br} - k_g l_{rl} - k_h l_{bl} - k_h l_{rl} + k_f l_{rr}) \\
 0 & 0 & -(k_e l_{rr} + k_f l_{br} - k_g l_{rl} - k_h l_{bl} - k_h l_{rl} + k_f l_{rr}) & (k_e l_{rr}^2 + k_f l_{br}^2 + k_g l_{rl}^2 + k_h l_{bl}^2 + k_f l_{rr}^2 + k_h l_{rl}^2) \\
 (2k_b + 2k_d) & -(2k_b l_{br} - 2k_d l_{bl}) & (2k_f + 2k_h) & -(k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_f l_{rr} - k_h l_{rl}) \\
 -(k_b l_{br} - k_d l_{bl}) & (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2) & -(k_f l_{br} - k_h l_{bl}) & (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2) \\
 -(k_b l_{sf} + k_d l_{sf}) & (k_b l_{br} l_{sf} - k_d l_{bl} l_{sf}) & (k_f l_{sr} + k_h l_{sr}) & -(k_f l_{rr} l_{sr} - k_h l_{rl} l_{sr}) \\
 0 & 0 & 0 & 0 \\
 (2k_b + 2k_d) & -(k_b l_{br} - k_d l_{bl}) & -(k_b l_{sf} + k_d l_{sf}) & 0 \\
 -(2k_b l_{br} - 2k_d l_{bl}) & (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2) & (k_b l_{br} l_{sf} - k_d l_{bl} l_{sf}) & 0 \\
 (2k_f + 2k_h) & -(k_f l_{br} - k_h l_{bl}) & (k_f l_{sr} + k_h l_{sr}) & 0 \\
 -(k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_f l_{rr} - k_h l_{rl}) & (k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2) & -(k_f l_{rr} l_{sr} - k_h l_{rl} l_{sr}) & 0 \\
 (2k_b + 2k_d + 2k_f + 2k_h + 2k_j) & -(k_b l_{br} - k_d l_{bl} + k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_j l_{sq2}) & -(k_b l_{sf} + k_d l_{sf} - k_f l_{sr} - k_h l_{sr} + k_j l_{sq1}) & -2k_j \\
 -(k_b l_{br} - k_d l_{bl} + k_f l_{br} - k_h l_{bl} + k_j l_{sq2}) & (k_b l_{br}^2 + k_d l_{bl}^2 + k_f l_{br}^2 + k_h l_{bl}^2 + k_j l_{sq2}^2) & 0 & k_j l_{sq2} \\
 -(k_b l_{sf} + k_d l_{sf} - k_f l_{sr} - k_h l_{sr} + k_j l_{sq1}) & 0 & (k_b l_{sf}^2 + k_d l_{sf}^2 + k_f l_{sr}^2 + k_h l_{sr}^2 + k_j l_{sq1}^2) & k_j l_{sq1} \\
 -2k_j & k_j l_{sq2} & k_j l_{sq1} & 2k_j
 \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix}
 (c_a + 2c_b + c_c + 2c_d) & -(c_d l_{rl} + 2c_b l_{br} - c_c l_{fl} - 2c_d l_{bl}) & 0 & 0 \\
 -(c_d l_{fr} + 2c_b l_{br} - c_c l_{fl} - 2c_d l_{bl}) & (c_d l_{fr}^2 + 2c_b l_{br}^2 + c_c l_{fl}^2 + 2c_d l_{bl}^2) & 0 & 0 \\
 0 & 0 & (c_e + 2c_f + c_g + 2c_h) & -(c_e l_{rr} + c_f l_{br} - c_g l_{rl} - c_h l_{bl} - c_h l_{rl} + c_f l_{rr}) \\
 0 & 0 & -(c_e l_{rr} + c_f l_{br} - c_g l_{rl} - c_h l_{bl} - c_h l_{rl} + c_f l_{rr}) & (c_e l_{rr}^2 + c_f l_{br}^2 + c_g l_{rl}^2 + c_h l_{bl}^2 + c_f l_{rr}^2 + c_h l_{rl}^2) \\
 (2c_b + 2c_d) & -(2c_b l_{br} - 2c_d l_{bl}) & (2c_f + 2c_h) & -(c_f l_{br} - c_h l_{bl} + c_f l_{rr} - c_h l_{rl}) \\
 -(c_b l_{br} - c_d l_{bl}) & (c_b l_{br}^2 + c_d l_{bl}^2) & -(c_f l_{br} - c_h l_{bl}) & (c_f l_{br}^2 + c_h l_{bl}^2) \\
 -(c_b l_{sf} + c_d l_{sf}) & (c_b l_{br} l_{sf} - c_d l_{bl} l_{sf}) & (c_f l_{sr} + c_h l_{sr}) & -(c_f l_{rr} l_{sr} - c_h l_{rl} l_{sr}) \\
 0 & 0 & 0 & 0 \\
 (2c_b + 2c_d) & -(c_b l_{br} - c_d l_{bl}) & -(c_b l_{sf} + c_d l_{sf}) & 0 \\
 -(2c_b l_{br} - 2c_d l_{bl}) & (c_b l_{br}^2 + c_d l_{bl}^2) & (c_b l_{br} l_{sf} - c_d l_{bl} l_{sf}) & 0 \\
 (2c_f + 2c_h) & -(c_f l_{br} - c_h l_{bl}) & (c_f l_{sr} + c_h l_{sr}) & 0 \\
 -(c_f l_{br} - c_h l_{bl} + c_f l_{rr} - c_h l_{rl}) & (c_f l_{br}^2 + c_h l_{bl}^2) & -(c_f l_{rr} l_{sr} - c_h l_{rl} l_{sr}) & 0 \\
 (2c_b + 2c_d + 2c_f + 2c_h + 2c_j) & -(c_b l_{br} - c_d l_{bl} + c_f l_{br} - c_h l_{bl} + c_j l_{sq2}) & -(c_b l_{sf} + c_d l_{sf} - c_f l_{sr} - c_h l_{sr} + c_j l_{sq1}) & -2c_j \\
 -(c_b l_{br} - c_d l_{bl} + c_f l_{br} - c_h l_{bl} + c_j l_{sq2}) & (c_b l_{br}^2 + c_d l_{bl}^2 + c_f l_{br}^2 + c_h l_{bl}^2 + c_j l_{sq2}^2) & 0 & c_j l_{sq2} \\
 -(c_b l_{sf} + c_d l_{sf} - c_f l_{sr} - c_h l_{sr} + c_j l_{sq1}) & 0 & (c_b l_{sf}^2 + c_d l_{sf}^2 + c_f l_{sr}^2 + c_h l_{sr}^2 + c_j l_{sq1}^2) & c_j l_{sq1} \\
 -2c_j & c_j l_{sq2} & c_j l_{sq1} & 2c_j
 \end{bmatrix}$$

สมการที่ได้มานี้ถูกจัดให้อยู่ในรูปของสมการการสั่นสะเทือนเรียบร้อยแล้ว จากนั้นนำค่าที่ได้จากการทดลองมาแทนในสมการ แล้วทำการแก้สมการดังกล่าวนี้โดยใช้โปรแกรม MathCAD2000 ดังแสดงใน ภาคผนวก จ. โดยอ้างอิงถึงสมการที่ 2.23 ซึ่งเป็นฟังก์ชันการตอบสนองเชิงของความถี่ (Frequency response function)

$$\frac{\{X_o\}}{\{Q_i\}} = H_{io}(\omega) = \sum_{r=1}^n \frac{\Phi_{ir} \Phi_{or}}{j\omega - \lambda_r}$$

โดยกำหนดให้ H_{io} ที่เป็นฟังก์ชันของความถี่ ω แทนความสัมพันธ์ระหว่างผลการตอบสนอง X ที่จุด o เทียบกับแรง Q ที่มากระทำที่จุด i โดย r คือลำดับที่ของตัวแปรใน state space และ n คือจำนวนตัวแปรใน state space ทั้งหมด โดยขยายความได้ดังนี้

ผลการตอบสนอง X ที่จุด o เป็นดังนี้

เมื่อ

$$\{x'\} = [\dot{x}_{12}, \dot{y}, \dot{x}_{34}, \dot{\beta}, \dot{x}_5, \dot{\theta}, \dot{\alpha}, \dot{x}_6, x_{12}, \gamma, x_{34}, \beta, x_5, \theta, \alpha, x_6]^T \text{ เป็นโคออดิเนตทางกายภาพ}$$

และให้

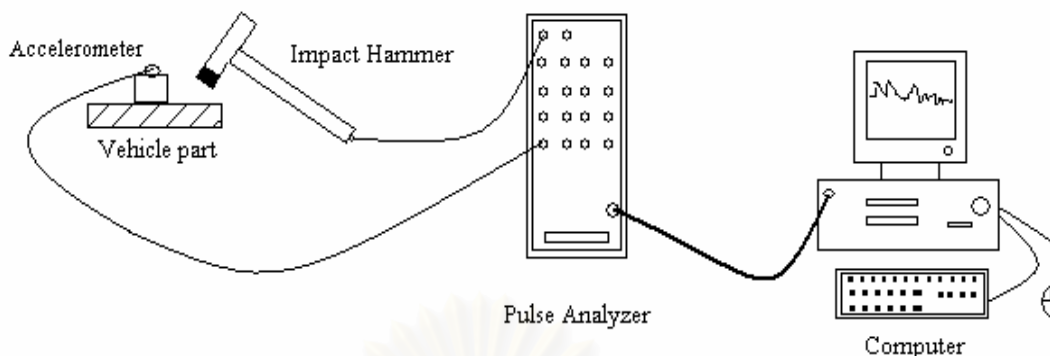
$$\{X\} = [X_0, X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}, X_{13}, X_{14}, X_{15}]^T$$

แทนโคออดิเนตหลัก (Principal Coordinate)

ซึ่งทำให้ได้ผลเฉลยที่ออกมาอยู่ในรูปของการเปลี่ยนแปลงโหมด ซึ่งจะได้แสดงในบทต่อไป

3.7 การทดลองวัดการสั่นสะเทือนของรถยนต์โดยใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer

นอกจากวิธีการคำนวณการสั่นสะเทือนจากคุณสมบัติทางกายภาพแล้ว ยังสามารถใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer ในการวัดการสั่นสะเทือนจากตัวรถได้โดยตรง ซึ่งจะใช้ตัวรับสัญญาณการสั่นจากตัวรถยนต์คือ Accelerometer ติดตั้งไว้บนผิวที่เป็นโลหะของตัวรถยนต์ และหลังจากรถยนต์ได้รับการกระตุ้นด้วยแรง Pulse Force ที่กระทำกับตัวรถยนต์โดยใช้ Impact Hammer กระทำที่ตำแหน่งใดๆบนตัวรถ สัญญาณการสั่นจากตัวรถจะถูกส่งไปยังตัวประมวลผล Pulse Analyzer แล้วผลที่ได้จะถูกนำไปเก็บบันทึกและแสดงผลที่เครื่องคอมพิวเตอร์ รูปที่ 3.21 ต่อไปนี้แสดงการทำงานของเครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer

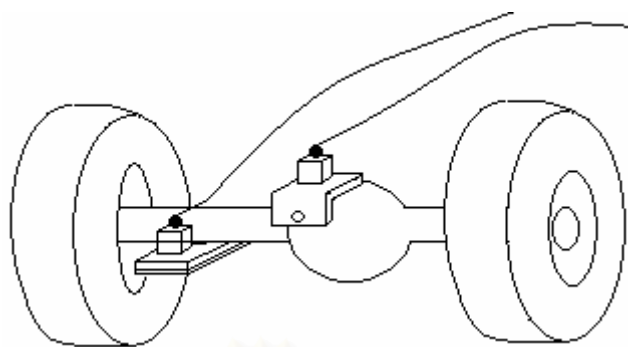


รูปที่ 3.21 การทำงานของเครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer

โดยที่วิธีการติดตั้งอุปกรณ์ของชุดเครื่องมือ Pulse analyzer หลังจากที่ได้ตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลจากการทดลองในหัวข้อที่ 3.2.2 แล้วจะใช้จุดดังกล่าวเป็นตำแหน่งในการติดตั้ง Accelerometer จากจุดศูนย์กลางมวลของชุดมวลทั้ง 4 ที่ได้แบ่งแยกในหัวข้อที่ 3.2.2 นั้น แต่พบว่าไม่มีตำแหน่งอยู่ภายในเนื้อวัสดุของชิ้นส่วนรถยนต์ที่ทดลอง ดังนั้นจึงไม่สามารถติดตั้ง Accelerometer ในตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลโดยตรง แต่เนื่องจากชิ้นส่วนรถยนต์ที่ใช้ทดลองเป็นวัสดุแข็งเกร็งและการทดลองพิจารณาเฉพาะการเคลื่อนที่ในแนวตั้ง ดังนั้นจึงใช้ตำแหน่งสัมพัทธ์ในแนวตั้งของจุดศูนย์กลางมวล เป็นตำแหน่งติดตั้ง Accelerometer โดยการกำหนดตำแหน่งติดตั้ง ดังแสดงในหัวข้อต่อไป

3.7.1 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหน้า

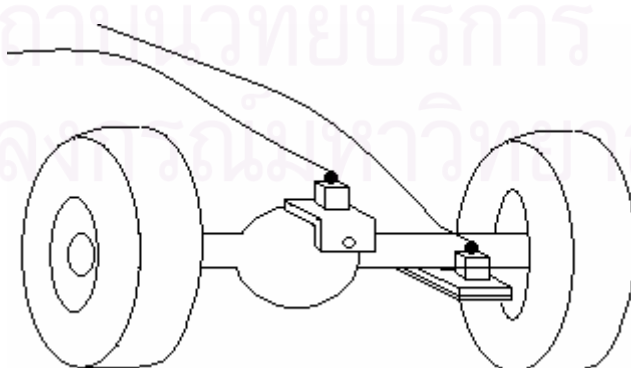
เมื่อวัดระยะที่ได้จากการหาจุดศูนย์กลางมวลในหัวข้อที่ 3.2.2 แล้วปรากฏว่าตำแหน่งของจุดศูนย์กลางมวลดังกล่าวอยู่ในตำแหน่งที่มีลักษณะพื้นผิวเอียง แต่ในการวัดการสั่นนั้นให้ความสนใจการเคลื่อนที่ในแนวตั้งฉากกับพื้นราบ ดังนั้นจึงได้ทำการต่อแท่งที่ทำจากเหล็กให้มีลักษณะตั้งฉากกับพื้นราบเพื่อการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าว และยังต้องทำการติดตั้งที่ตำแหน่งด้านข้างของชุดล้อและเพลาล้อหน้าเพื่อสังเกตการสั่นสะเทือนของชุดล้อและเพลาล้อหน้าแบบเชิงมุม (Front Wheel Roll) ซึ่งได้ทำการติดตั้ง Accelerometer ตัวดังกล่าวนี้ที่ตำแหน่งแท่นรองแหวนและเป็นตำแหน่งที่มีลักษณะตั้งฉากกับพื้นราบอยู่แล้ว โดยก่อนการติดตั้งต้องขัดพื้นผิวให้เรียบด้วยกระดาษทรายจากนั้นจึงนำ Accelerometer ไปติดตั้งโดยใช้ขี้ผึ้งซึ่งมีคุณลักษณะพิเศษในการยึดติดกับพื้นผิวเป็นตัวประสานที่ทำให้การยึดติดกับพื้นผิวได้แน่นและทำให้การรับสัญญาณการสั่นสะเทือนจากรถยนต์ทดสอบได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าวดังรูปที่ 3.22 นี้



รูปที่ 3.22 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหน้า

3.7.2 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหลัง

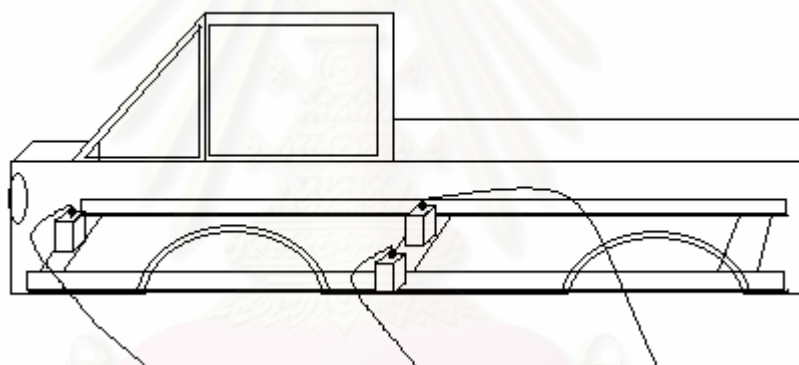
ทำนองเดียวกันกับชุดเพลาล้อหน้าเมื่อวัดระยะที่ได้จากการหาจุดศูนย์กลางมวลในหัวข้อที่ 3.2.2 แล้วปรากฏว่าตำแหน่งของจุดศูนย์กลางมวลดังกล่าวอยู่ในตำแหน่งที่มีลักษณะพื้นผิวเอียง แต่ในการวัดการสั่นนั้นให้ความสนใจการเคลื่อนที่ในแนวตั้งฉากกับพื้นราบ ดังนั้นจึงได้ทำการต่อแท่งที่ทำจากเหล็กให้มีลักษณะตั้งฉากกับพื้นราบเพื่อการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าว และยังต้องทำการติดตั้งที่ตำแหน่งด้านข้างของชุดล้อและเพลาล้อหลังเพื่อสังเกตการสั่นสะเทือนของชุดล้อและเพลาล้อหลังแบบเชิงมุม (Rear Wheel Roll) ซึ่งได้ทำการติดตั้ง Accelerometer ตัวดังกล่าวนี้ที่ตำแหน่งแทนรองแทนและเป็นตำแหน่งที่มีลักษณะตั้งฉากกับพื้นราบอยู่แล้ว โดยก่อนการติดตั้งต้องขัดพื้นผิวให้เรียบด้วยกระดาษทราย จากนั้นจึงนำ Accelerometer ไปติดตั้งโดยใช้ขั้วซึ่งมีคุณลักษณะพิเศษในการยึดติดกับพื้นผิวเป็นตัวประสานที่ทำให้การยึดติดกับพื้นผิวได้แน่นและทำให้การรับสัญญาณการสั่นสะเทือนจากรถยนต์ทดสอบได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าวดังรูปที่ 3.23ต่อไป



รูปที่ 3.23 การติดตั้ง Accelerometer ที่ชุดล้อและเพลาล้อหลัง

3.7.3 การติดตั้ง Accelerometer ที่ตัวรถ

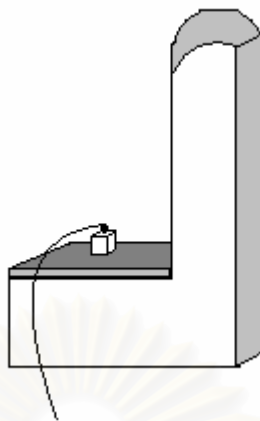
เมื่อวัดระยะที่ได้จากการหาจุดศูนย์กลางมวลในหัวข้อที่ 3.2.2 แล้วจะทราบตำแหน่งที่จะใช้ติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าว และยังต้องทำการติดตั้งที่ ด้านหน้าสุดและด้านข้างของตัวรถเพื่อสังเกตการสั่นสะเทือนของตัวรถแบบเชิงมุมทั้งการสั่นเชิงมุมในแนวซ้าย-ขวา (Roll angle) และการสั่นในแนวหน้า-หลัง (Pitch angle) ซึ่งตำแหน่งที่ใช้ติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวทั้งหมดอยู่บนแชสซีส์ โดยก่อนการติดตั้งต้องขัดพื้นผิวให้เรียบด้วยกระดาษทรายจากนั้นจึงนำ Accelerometer ไปติดตั้งโดยใช้ขี้ผึ้งซึ่งมีคุณลักษณะพิเศษในการยึดติดกับพื้นผิวเป็นตัวประสานที่ทำให้การยึดติดกับพื้นผิวได้แน่นและทำให้การรับสัญญาณการสั่นสะเทือนจากรถยนต์ทดสอบได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าวดังรูปที่ 3.24 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.24 การติดตั้ง Accelerometer ที่ตัวรถ

3.7.4 การติดตั้ง Accelerometer ที่เบาะนั่ง

เมื่อวัดระยะที่ได้จากการหาจุดศูนย์กลางมวลในหัวข้อที่ 3.2.2 แล้วจะทราบตำแหน่งที่จะใช้ติดตั้ง Accelerometer แต่เนื่องจากเบาะนั่งเป็นพื้นผิวที่ไม่ใช่โลหะ ดังนั้นจึงใช้แผ่นเหล็กหนา วางไว้บนเบาะนั่งเพื่อใช้เป็นแทนเพื่อการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าว โดยก่อนการติดตั้งต้องขัดพื้นผิวให้เรียบด้วยกระดาษทรายจากนั้นจึงนำ Accelerometer ไปติดตั้งโดยใช้ขี้ผึ้งซึ่งมีคุณลักษณะพิเศษในการยึดติดกับพื้นผิวเป็นตัวประสานที่ทำให้การยึดติดกับพื้นผิวได้แน่นและทำให้การรับสัญญาณการสั่นสะเทือนจากรถยนต์ทดสอบได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถแสดงการติดตั้ง Accelerometer บนพื้นผิวดังกล่าวดังรูปที่ 3.25 ต่อไปนี้



รูปที่ 3.25 การติดตั้ง Accelerometer ที่เบาะนั่ง

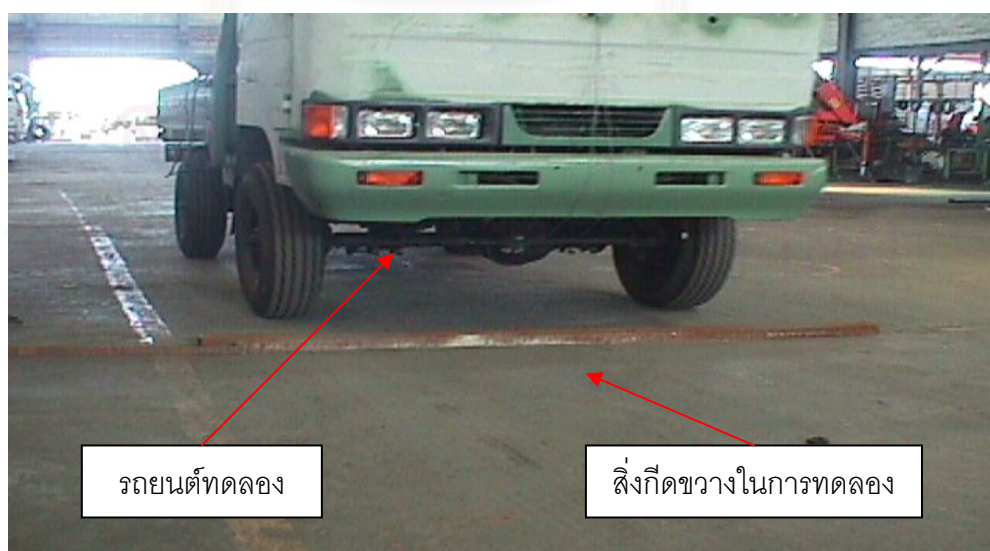
จะเห็นได้ว่าได้ใช้ Accelerometer ทั้งหมด 8 ตัว ในการสังเกตการสั่นของรถ แล้วสายสัญญาณที่ต่อจาก Accelerometer จะถูกเชื่อมต่อเข้าสู่ตัว Analyzer ของชุดเครื่องมือ Pulse analyzer ซึ่งมันจะทำหน้าที่ในการประมวลผลข้อมูลการสั่นสะเทือนของรถยนต์ที่ได้รับผ่านทาง Accelerometer จากนั้นจึงเชื่อมต่อสายสัญญาณจากเครื่องมือ Pulse analyzer เข้าสู่เครื่องคอมพิวเตอร์เพื่อทำการประมวลผลและแสดงสัญญาณออกมาในรูปกราฟการสั่นสะเทือนของรถยนต์ โดยจะใช้ค้อนทำหน้าที่ในการให้แรงเพื่อกระตุ้นให้ระบบเกิดการตอบสนองแบบสั่นสะเทือน ค้อนที่ทำหน้าที่กระตุ้นนี้ก็就会被เชื่อมต่อเข้าสู่ตัว Analyzer ของชุดเครื่องมือ Pulse analyzer ด้วยเช่นกันเพื่อจะได้ใช้วิเคราะห์หาค่าที่มากกว่าได้ การที่จะแสดงผลออกมาในรูปแบบใดนั้นขึ้นอยู่กับว่าให้ความสนใจการสั่นสะเทือนรูปแบบใด โดยผลที่ได้นี้จะเกิดจากการตอบสนองต่อแรงพัลส์ที่ให้เข้าไปโดยค้อน แต่ในการทดลองนี้ให้ความสนใจในเทอมของการเปลี่ยนแปลงโหมดเซฟ ซึ่งสามารถไปตั้งค่าที่ต้องการแสดงได้จากโปรแกรมที่ใช้ควบคุมเครื่องมือ Pulse analyzer ซึ่งผลที่ได้จากเครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer สามารถปรับเปลี่ยนให้อยู่ในรูปแบบที่บ่งบอกว่าเกิดการสั่นสะเทือนในรูปแบบใดก็ได้ เช่น ความเร่ง ความเร็ว การกระจัด ความถี่และมุมเฟสของการสั่นสะเทือน เป็นต้น แต่ในการทดลองนี้ต้องการโหมดเซฟของการสั่นสะเทือน เพื่อจะได้นำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากวิธีการคำนวณการสั่นสะเทือนจากคุณสมบัติทางกายภาพ ซึ่งในการทดลองนั้นจะเป็นเรื่องยากในการทำนายว่าโหมดทั้ง 8 โหมดที่ต้องการนั้นสั่นที่ความถี่ใด เนื่องจากรถยนต์ทั้งคันเป็นวัสดุที่มีความต่อเนื่องเป็นชิ้นเดียวกัน จึงมีโหมดต่างๆเกิดขึ้นมามากมาย ดังนั้นจึงใช้วิธีการเคาะที่ตำแหน่งใกล้ๆกับ Accelerometer เพื่อจะตรวจสอบว่าความถี่เท่าใดในบริเวณดังกล่าวมีค่าที่โดดเด่นที่สุด ซึ่งค่าที่ได้มานี้ก็จะเป็นค่าความถี่ของโหมดนั้นๆที่ต้องการ โดยจะทำการเคาะใกล้ๆตำแหน่ง Accelerometer ทั้งหมด 8 ตัว แล้วจึงทำการเคาะที่ตำแหน่งใดๆบน

รถยนต์เพื่อหาความถี่ของการตอบสนองใน 8 โหมดที่ต้องการต่อไป ซึ่งขนาดของแรงที่ใช้เคาะนั้น จะขึ้นอยู่กับผลตอบสนองที่ได้ว่าเกิดผลที่ชัดเจนสามารถแยกความแตกต่างของสัญญาณที่มารวมกันได้ โดยจะสามารถพบวิธีการให้ขนาดของแรงได้จากการทดลองเคาะขึ้นงานทดสอบเพื่อหาขนาดของแรงที่เหมาะสม

หลังจากกระบวนการทุกอย่างครบถ้วนแล้วจะพิจารณาผลที่ได้จากการคำนวณการสั่นสะเทือนจากคุณสมบัติทางกายภาพเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้จากเครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer และจะนำไปสู่กระบวนการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือนต่อไป

3.8 การทดลองรถยนต์ในการใช้งานจริงด้วยการวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง

สิ่งทำที่สุดที่ต้องการทราบจากการทดลองนี้คือการที่รถยนต์ในการใช้งานจริง วิธีการติดตั้งอุปกรณ์ทดลองเช่นเดียวกับการทดลองการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทั้งคันคือใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer ในการวัดการสั่นสะเทือนจากตัวรถได้โดยตรง ซึ่งจะใช้ตัวรับสัญญาณการสั่นจากตัวรถยนต์คือ Accelerometer ติดตั้งไว้บนผิวที่เป็นโลหะของตัวรถยนต์ จากนั้นจะเดินเครื่องให้รถยนต์วิ่งที่ความเร็วประมาณ 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง วิ่งข้ามสิ่งกีดขวางที่จัดทำไว้โดยที่สิ่งกีดขวางมีขนาดความกว้าง 10 เซนติเมตร ความยาว 250 เซนติเมตร ความสูง 5 เซนติเมตร สัญญาณการสั่นจากตัวรถจะถูกส่งไปยังตัวประมวลผล Pulse Analyzer แล้วผลที่ได้จะถูกนำไปเก็บบันทึกและแสดงผลที่เครื่องคอมพิวเตอร์ ซึ่งสามารถแสดงรูปภาพประกอบดังรูปที่ 3.26 ต่อไปนี้



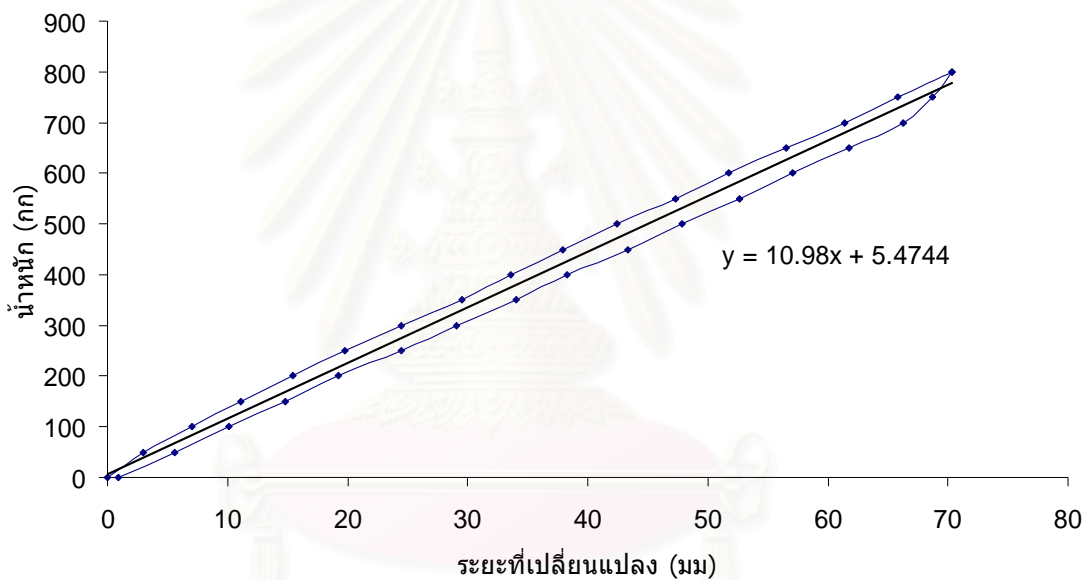
รูปที่ 3.26 รถยนต์ในการทดลองและสิ่งกีดขวาง

บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

4.1 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งและค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงจากการทดลองจากการทดลองตามขั้นตอนในบทที่ 3 สามารถจำแนกผลการทดลองตามลำดับดังนี้

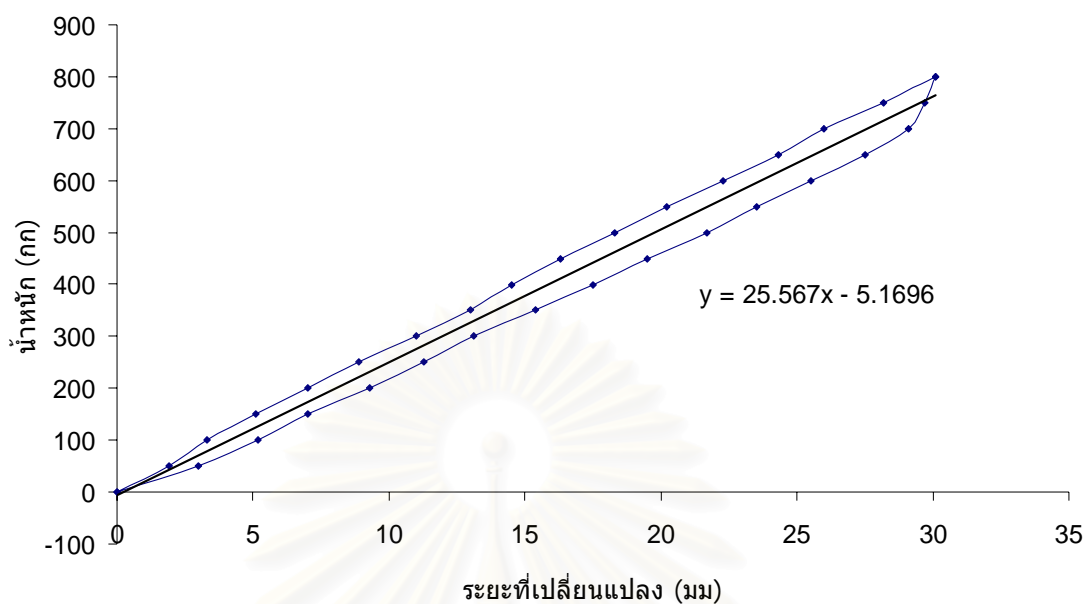
4.1.1 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของແໜບ

เมื่อทำการทดลองจากขั้นตอนในหัวข้อที่ 3.5.1 แล้วปรากฏผลที่ได้ดังตารางที่ 1.ด. กราฟที่ 1.ด. และกราฟที่ 2. ด. ในภาคผนวก ด. ซึ่งสามารถประมวลผลได้ดังรูปกราฟต่อไปนี้



รูปที่ 4.1 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของແໜບหน้า

ค่าความชันที่ได้คือ 10.98 กก./มม. คือค่าความแข็งแกร่งของແໜບหน้าตามที่ต้องการ และด้วยเหตุผลเดียวกันกับการหาค่าความแข็งแกร่งของແໜບหน้าจะได้ผลจากการทดลองในແໜບหลังดังนี้



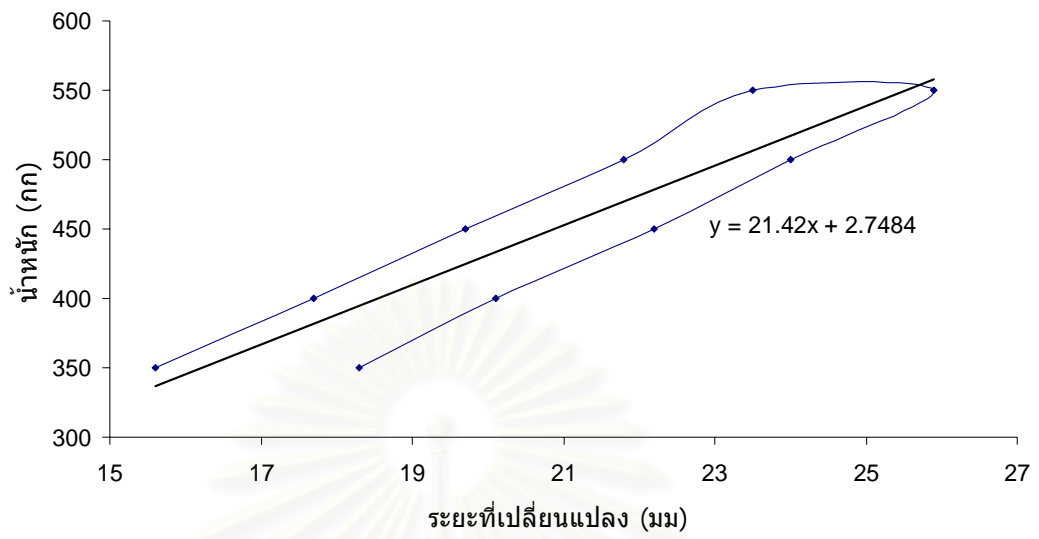
รูปที่ 4.2 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของແໜ່ນບຸລຶ່ງ

ค่าความชันที่ได้คือ 25.567 กก./มม. คือค่าความแข็งแกร่งของແໜ່ນບຸລຶ່ງตามที่ต้องการ

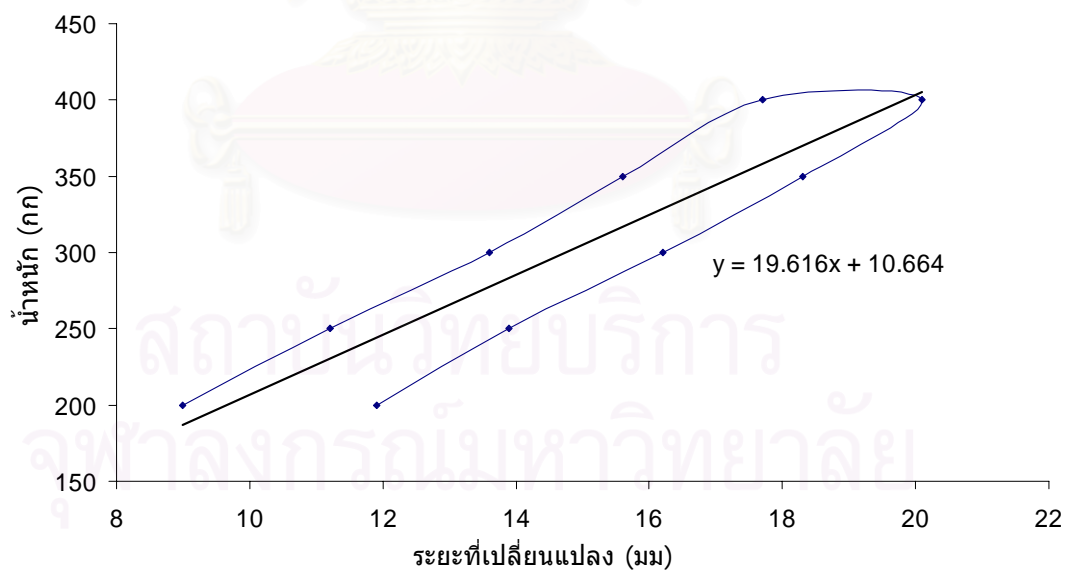
4.1.2 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อ

เมื่อทำการทดลองจากขั้นตอนในหัวข้อที่ 3.5.2 แล้วปรากฏว่าผลที่ได้ตามตารางแสดงค่าการเปลี่ยนแปลงของยางล้อดังตารางที่ 2.ด. และ กราฟที่ 3. ด. ในภาคผนวก ด. และจากผลที่ได้จะนำไปเขียนกราฟเพื่อการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อดังรูปที่ 4.3 ถึงรูปที่ 4.4 ต่อไปนี้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.3 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อหน้า



รูปที่ 4.4 การหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อหลัง

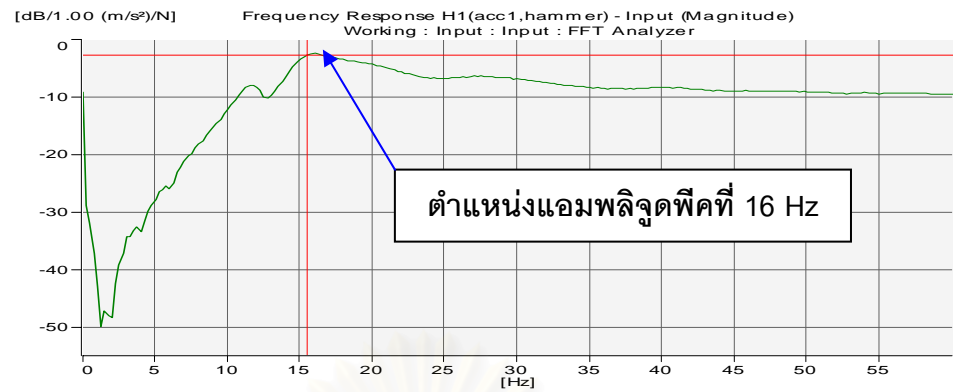
จากกราฟแสดงผลในกราฟที่ 3. ข. ของภาคผนวก ข. ได้แยกพิจารณากราฟออกเป็นยางล้อหน้ากับยางล้อหลังในรูปที่ 4.3 และรูปที่ 4.4 ทั้งนี้เพราะว่าช่วงการรับน้ำหนักจากตัวรถของยางล้อหน้ากับยางล้อหลังไม่เท่ากัน โดยได้ทราบข้อมูลเบื้องต้นว่าน้ำหนักจากตัวรถลงที่ล้อหน้าประมาณ 475 กก. และน้ำหนักจากตัวรถลงที่ล้อหลังประมาณ 350 กก. และค่าความชันที่ได้ 21.42 กก./มม. คือค่าความแข็งแรงของยางล้อหน้าและสำหรับค่าความชันที่ได้ 19.616 กก./มม. คือค่าความแข็งแรงของยางล้อหลังตามที่ต้องการ

4.1.3 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงของเบาะนั่ง

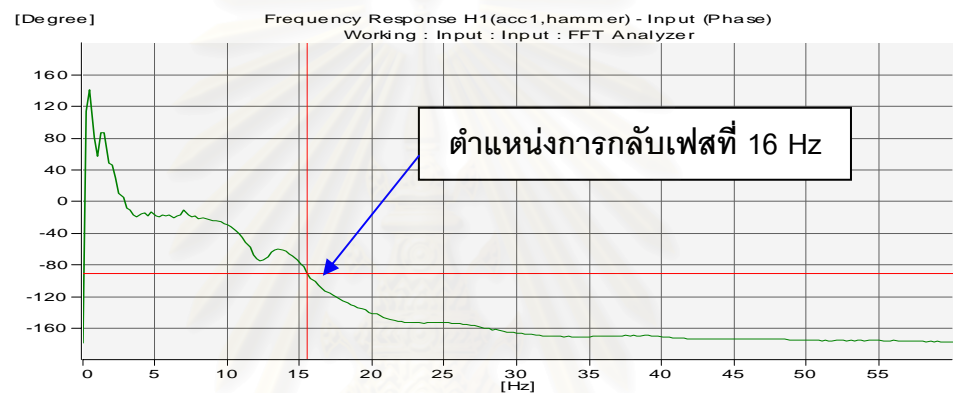
เมื่อทำการทดลองตามหัวข้อที่ 3.5.3 แล้วปรากฏว่าผลที่ได้สามารถแสดงในกราฟที่แสดงการเปลี่ยนแปลงการสั่นของเบาะนั่ง ดังรูปที่ 4.5 ต่อไปนี้



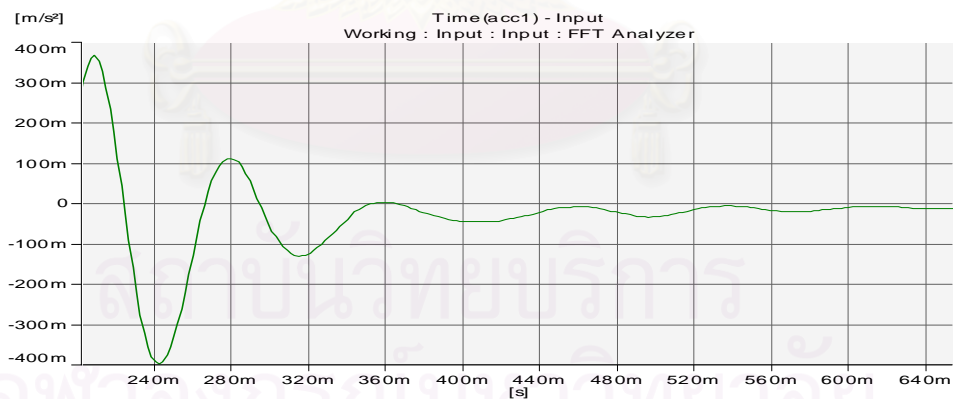
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ก.



ข.



ค.

รูปที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลง ก. ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่

ข. มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ ค. ขนาดของการสั่นในโดเมนเวลาของเบาะนั่ง

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงขนาดและมุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ของใช้ค้ำ บอกได้ว่าความถี่แรกของการสั่นเกิดขึ้นที่ 16 Hz โดยพิจารณาจากค่าพีคของกราฟการเปลี่ยนแปลง ก. ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ซึ่งจะพบว่ามิตั้งค่าพีคด้านบวกและด้านลบ การที่จะระบุว่า

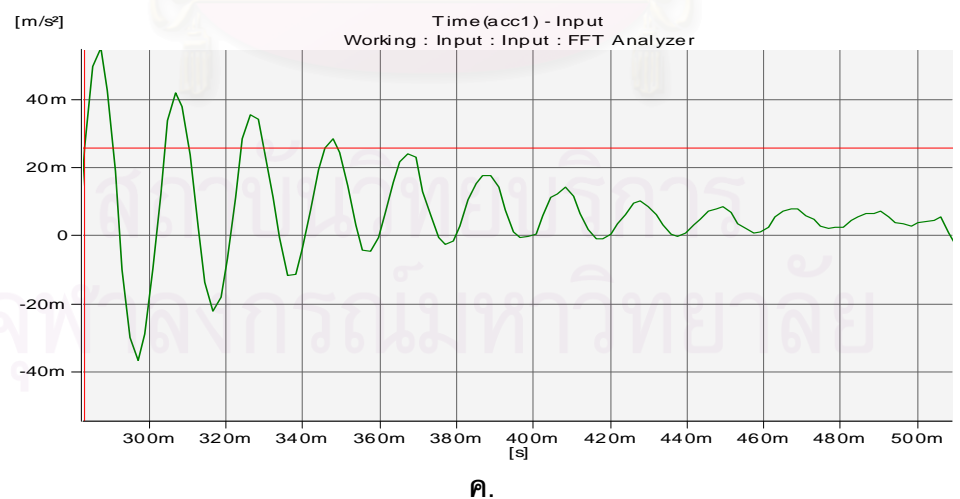
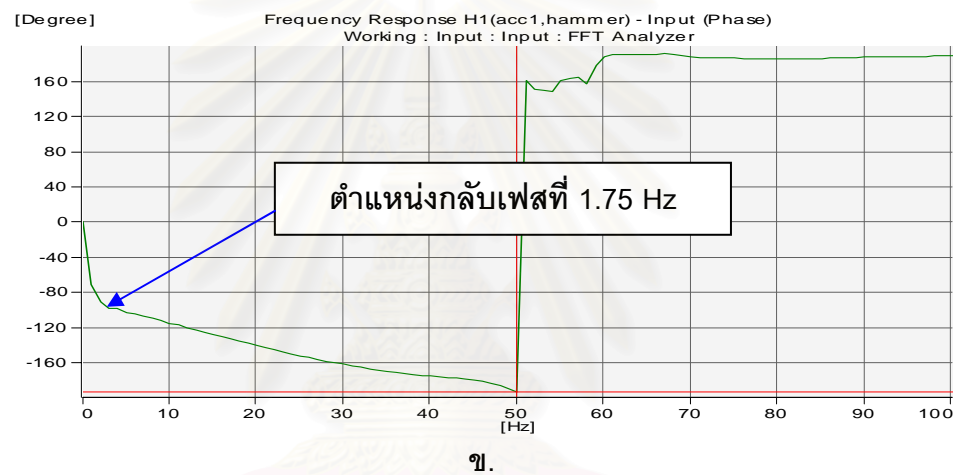
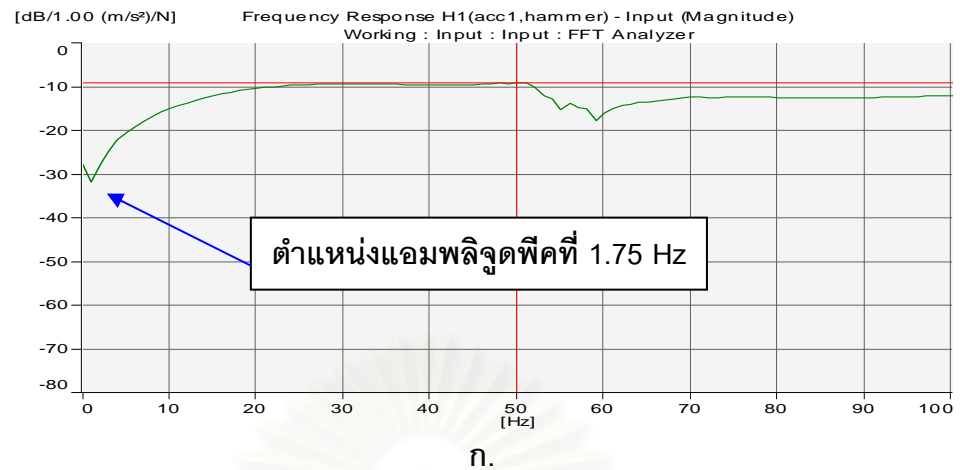
ความถี่ใดเป็นความถี่ที่การสั่นนั้นจะมาพิจารณาการกลับเฟสที่การเปลี่ยนแปลง **ข.** มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ สังเกตได้ว่าการกลับเฟสที่ -90 องศา ที่ค่าความถี่ 16 Hz หลังจากนั้นจึงนำค่าความถี่ธรรมชาติไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของเบาะนั่งตามสมการ $k = \omega_n^2 \cdot m$ จึงทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของเบาะนั่ง 11 kN/m ตามต้องการ

4.1.4 ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโซ่คัพ

เมื่อทำการทดลองตามหัวข้อที่ 3.5.4 แล้วปรากฏว่าผลที่ได้สามารถแสดงในกราฟ ซึ่งแสดงการเปลี่ยนแปลงการสั่นของโซ่คัพ ดังรูปที่ 4.6 ต่อไปนี้



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลง ก. ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ข.มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ ค. ขนาดของการสั่นในโดเมนเวลาของใช้คัท

จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงขนาดและมุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ของโช้คอัพ บอกได้ว่าความถี่แรกของการสั่นเกิดขึ้นที่ 1.75 Hz โดยพิจารณาจากค่าพีคของกราฟการเปลี่ยนแปลง g . ขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ซึ่งจะพบว่ามิตั้งค่าพีคด้านบวกและด้านลบหลายค่า การที่จะระบุว่าความถี่ใดเป็นความถี่ของการสั่นนั้นจะมาพิจารณาการกลับเฟสที่การเปลี่ยนแปลง π . มุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ สังเกตได้ว่ามี การกลับเฟสที่ -90 องศาที่ความถี่ 1.75 Hz ซึ่งจะนำค่าความถี่ที่ได้นี้ไปคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพตามสมการ $c = 2\zeta m\omega_n$ โดยทราบค่ามวล $m = 3$ kg จากข้อมูลเบื้องต้นของรถและค่า Damping Ratio จากกราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงขนาดของการสั่นในโดเมนเวลาของโช้คอัพ จึงทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพ 9.68 N-s/m

ผลการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแรงและค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงจากการทดลองทั้งหมดสามารถนำมาแสดงไว้ในตารางแสดงค่าทางกายภาพที่ได้จากการทดลองซึ่งได้ทำการปรับค่าหน่วยต่างๆจากการวัดมาเป็นหน่วยเดียวกันแล้วดังตารางที่ 4.1 ต่อไปนี้

ตารางที่ 4.1 ค่าทางกายภาพที่ได้จากการทดลอง

อุปกรณ์ที่ทำการวัดการสั่น	ความถี่ของการสั่น Hz	Damping ratio	มวล kg	สัมประสิทธิ์ความหน่วง N-s/m	สัมประสิทธิ์ความแข็งแรง N/m
Shock absorber	1.75	0.22	3	9.68	6.13
แหนบหน้า	15.00	0.04	17	20.40	10.98×10^4
ยางล้อหน้า	31.75	0.01	31	22.05	21.4×10^4
แหนบหลัง	17.50	0.07	19	46.55	25.58×10^4
ยางล้อหลัง	31.75	0.02	31	39.37	19.6×10^4
เบาะ	16	0.23	11	0.047	1.1×10^4

4.2 การหาโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล

เมื่อทำการทดลองและจากวิธีการคำนวณในตามหัวข้อที่ 3.4 แล้วปรากฏว่าผลที่ได้สามารถแสดงตัวอย่างการคำนวณค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลในภาคผนวก ข. และให้ผลค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลที่ได้ทั้งหมดดังต่อไปนี้

ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของชุดล้อและเพลลาหน้า I_γ รอบแกน γ เท่ากับ 34.217 kg-m^2

ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของชุดล้อและเพลลาหลัง I_β รอบแกน β เท่ากับ 15.51 kg-m^2

ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถ I_θ รอบแกน θ เท่ากับ 327.59 kg-m^2

ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถ I_α รอบแกน α เท่ากับ 651.63 kg-m^2

4.3 ผลจากการศึกษาการสั่นสะเทือนของรถยนต์ทดสอบจากการคำนวณ

ค่าที่ได้จากตารางดังกล่าวนี้จะถูกนำไปทำการคำนวณในโปรแกรมที่เขียนขึ้นสำหรับการสั่นสะเทือนของรถดังแสดงในภาคผนวก โดยหลังจากที่ทำการประมวลผลโปรแกรมเสร็จแล้วสามารถแสดงผลในรูปแบบผลเฉลยแบบโหมดเซฟของการสั่นสะเทือนดังนี้

$$[M] = \begin{pmatrix} 192 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 34.217 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 172 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15.51 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.328 \times 10^3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 327.59 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 651.63 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10 \end{pmatrix}$$

จากสมการที่ 2.5 เมื่อแทนค่าคุณสมบัติต่างๆที่หามาได้ลงไปตามการหาที่มาของสมการในหัวข้อที่ 3.5 จะได้ค่าตัวแปรต่างๆดังนี้

$$[K] = \begin{pmatrix} 8.672 \times 10^5 & 5.789 \times 10^4 & 0 & 0 & 4.392 \times 10^5 & 2.196 \times 10^3 & -1.318 \times 10^5 & 0 \\ 5.789 \times 10^4 & 6.406 \times 10^5 & 0 & 0 & 4.392 \times 10^3 & 1.55 \times 10^5 & -1.318 \times 10^3 & 0 \\ 0 & 0 & 1.415 \times 10^6 & 1.831 \times 10^5 & 1.023 \times 10^6 & 5.116 \times 10^3 & 9.669 \times 10^5 & 0 \\ 0 & 0 & 1.831 \times 10^5 & 1.08 \times 10^6 & 1.059 \times 10^5 & 3.61 \times 10^5 & 1.905 \times 10^5 & 0 \\ 4.392 \times 10^5 & 4.392 \times 10^3 & 1.023 \times 10^6 & 1.059 \times 10^5 & 1.485 \times 10^6 & 1.207 \times 10^3 & 8.317 \times 10^5 & -2.22 \times 10^4 \\ 2.196 \times 10^3 & 1.55 \times 10^5 & 5.116 \times 10^3 & 3.61 \times 10^5 & 1.207 \times 10^3 & 5.194 \times 10^5 & 0 & 3.441 \times 10^3 \\ -1.318 \times 10^5 & -1.318 \times 10^3 & 9.669 \times 10^5 & 1.905 \times 10^5 & 8.317 \times 10^5 & 0 & 1.908 \times 10^6 & 3.441 \times 10^3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -2.22 \times 10^4 & 3.441 \times 10^3 & 3.441 \times 10^3 & 2.22 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

$$[C] = \begin{pmatrix} 38.72 & 0.387 & 0 & 0 & 38.72 & 0.194 & -11.616 & 0 \\ 0.387 & 27.325 & 0 & 0 & 0.387 & 13.662 & -0.116 & 0 \\ 0 & 0 & 38.72 & 4.008 & 38.72 & 0.194 & 36.59 & 0 \\ 0 & 0 & 4.008 & 29.067 & 4.008 & 13.662 & 7.208 & 0 \\ 38.72 & 0.387 & 38.72 & 4.008 & 77.534 & 0.361 & 24.96 & -0.094 \\ 0.194 & 13.662 & 0.194 & 13.662 & 0.361 & 27.339 & 0 & 0.015 \\ -11.616 & -0.116 & 36.59 & 7.208 & 24.96 & 0 & 76.13 & 0.015 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -0.094 & 0.015 & 0.015 & 0.094 \end{pmatrix}$$

และเมื่อเปลี่ยนรูปแบบสมการให้อยู่ในรูปของสเตทสเปสโมเดลเพื่อนำไปแสดงผลในรูปโมเดลโมเดลค่าตัวแปรต่างๆเป็นดังนี้

$$\{\dot{\eta}\} + \text{diag}(-\lambda_1, -\lambda_2, \dots, -\lambda_n)\{\eta\} = [\Phi]^T \{u\}$$

โดยที่ $[\Phi]$ และ λ มีค่าดังนี้

Eigenvector, $[\Phi]$ มีค่าดังนี้

$[\Phi] =$

3.812e-10-3.056e-8i	3.812e-10+3.056e-8i	-1.200e-6-1.536e-4i	-1.200e-6+1.536e-4i	9.247e-7-1.529e-4i	9.247e-7+1.529e-4i	-2.422e-5-0.014i	-2.422e-5+0.014i
9.133e-8-5.319e-6i	9.133e-8+5.319e-6i	-2.154e-5-7.273e-3i	-2.154e-5+7.273e-3i	3.239e-7-1.111e-4i	3.239e-7+1.111e-4i	6.909e-6+1.692e-3i	6.909e-6-1.692e-3i
-3.144e-7-6.685e-5i	-3.144e-7+6.685e-5i	-1.286e-8+8.864e-6i	-1.286e-8-8.864e-6i	-1.482e-5-9.523e-3i	-1.482e-5+9.523e-3i	-8.581e-7+2.577e-4i	-8.581e-7-2.577e-4i
-1.351e-5-3.771e-3i	-1.351e-5+3.771e-3i	-4.921e-7+8.594e-5i	-4.921e-7-8.594e-5i	3.451e-6+2.317e-3i	3.451e-6-2.317e-3i	2.029e-7-1.857e-4i	2.029e-7+1.857e-4i
-3.816e-9-5.256e-6i	-3.816e-9+5.256e-6i	-1.786e-9-3.275e-6i	-1.786e-9+3.275e-6i	-5.351e-7-9.794e-4i	-5.351e-7+9.794e-4i	1.219e-6-1.095e-3i	1.219e-6+1.095e-3i
-3.255e-8-6.054e-5i	-3.255e-8+6.054e-5i	6.384e-7-1.936e-4i	6.384e-7+1.936e-4i	1.997e-7+2.849e-4i	1.997e-7-2.849e-4i	4.444e-7+1.640e-4i	4.444e-7-1.640e-4i
-1.174e-8-1.794e-5i	-1.174e-8+1.794e-5i	-8.526e-9+5.006e-6i	-8.526e-9-5.006e-6i	-1.203e-6-2.124e-3i	-1.203e-6+2.124e-3i	-1.194e-6+1.032e-3i	-1.194e-6-1.032e-3i
-1.505e-9-2.253e-7i	-1.505e-9+2.253e-7i	-7.683e-9-3.459e-6i	-7.683e-9+3.459e-6i	8.146e-7+2.025e-4i	8.146e-7-2.025e-4i	5.492e-6+1.144e-3i	5.492e-6-1.144e-3i
8.101e-6+1.301e-7i	8.101e-6-1.301e-7i	0.021-1.023e-4i	0.021+1.023e-4i	0.015+1.153e-4i	0.015-1.153e-4i	0.984+0.000i	0.984-0.000i
1.410e-3+2.926e-5i	1.410e-3-2.926e-5i	0.999-0.000i	0.999+0.000i	0.011+4.927e-5i	0.011-4.927e-5i	-0.116+2.780e-4i	-0.116-2.780e-4i
0.018-1.987e-5i	0.018+1.987e-5i	-1.218e-3-5.373e-6i	-1.218e-3+5.373e-6i	0.944+0.000i	0.944-0.000i	-0.018-8.870e-5i	-0.018+8.870e-5i
1.000-0.000i	1.000+0.000i	-0.012-1.026e-4i	-0.012+1.026e-4i	-0.230-1.536e-5i	-0.230+1.536e-5i	0.013+3.542e-5i	0.013-3.542e-5i
1.393e-3+3.980e-6i	1.393e-3-3.980e-6i	4.500e-4+1.087e-6i	4.500e-4-1.087e-6i	0.097+9.806e-5i	0.097-9.806e-5i	0.075+2.105e-4i	0.075-2.105e-4i
0.016+4.887e-5i	0.016-4.887e-5i	0.027+1.665e-4i	0.027-1.665e-4i	-0.028-2.415e-5i	-0.028+2.415e-5i	-0.011+1.149e-5i	-0.011-1.149e-5i
4.755e-3+1.392e-5i	4.755e-3-1.392e-5i	-6.878e-4-3.208e-6i	-6.878e-4+3.208e-6i	0.211+2.085e-4i	0.211-2.085e-4i	-0.071-2.014e-4i	-0.071+2.014e-4i
5.974e-5-1.851e-7i	5.974e-5+1.851e-7i	4.752e-4+3.515e-7i	4.752e-4-3.515e-7i	-0.020+4.954e-5i	-0.020-4.954e-5i	-0.078+2.442e-4i	-0.078-2.442e-4i

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

-7.885e-6+0.018i	-7.885e-6-0.018i	1.057e-7-2.062e-4i	1.057e-7+2.062e-4i	4.873e-6-3.645e-3i	4.873e-6+3.645e-3i	1.214e-7-2.553e-4i	1.214e-7+2.553e-4i
-2.055e-7-2.127e-3i	-2.055e-7+2.127e-3i	-1.153e-7+6.588e-5i	-1.153e-7-6.588e-5i	2.212e-6-1.854e-4i	2.212e-6+1.854e-4i	-5.309e-6+6.998e-3i	-5.309e-6-6.998e-3i
-1.105e-6+0.020i	-1.105e-6-0.020i	-3.796e-7-3.790e-5i	-3.796e-7+3.790e-5i	4.588e-6+0.016i	4.588e-6-0.016i	-2.315e-6+3.777e-4i	-2.315e-6-3.777e-4i
-8.839e-7-2.244e-3i	-8.839e-7+2.244e-3i	-1.145e-7+7.407e-5i	-1.145e-7-7.407e-5i	1.264e-6-1.192e-4i	1.264e-6+1.192e-4i	3.345e-6+9.466e-3i	3.345e-6-9.466e-3i
-8.236e-6-0.031i	-8.236e-6+0.031i	2.847e-8+1.560e-4i	2.847e-8-1.560e-4i	-2.998e-6-6.684e-4i	-2.998e-6+6.684e-4i	-6.981e-7-7.906e-4i	-6.981e-7+7.906e-4i
1.201e-6+2.798e-3i	1.201e-6-2.798e-3i	2.225e-7-1.683e-4i	2.225e-7+1.683e-4i	-4.463e-6+1.930e-3i	-4.463e-6-1.930e-3i	-1.989e-5-0.027i	-1.989e-5+0.027i
5.460e-6+5.861e-3i	5.460e-6-5.861e-3i	3.876e-7-1.378e-4i	3.876e-7+1.378e-4i	-1.065e-5-0.018i	-1.065e-5+0.018i	2.011e-6-1.293e-3i	2.011e-6+1.293e-3i
-8.479e-6-0.038i	-8.479e-6+0.038i	-2.159e-6-0.021i	-2.159e-6+0.021i	-2.074e-5+6.550e-3i	-2.074e-5-6.550e-3i	-4.746e-6+7.027e-3i	-4.746e-6-7.027e-3i
-0.321-2.105e-4i	-0.321+2.105e-4i	9.764e-3+6.003e-6i	9.764e-3-6.003e-6i	0.147+2.846e-4i	0.147-2.846e-4i	8.377e-3+1.012e-5i	8.377e-3-1.012e-5i
0.038+4.734e-6i	0.038-4.734e-6i	-3.119e-3-5.778e-6i	-3.119e-3+5.778e-6i	7.464e-3+9.352e-5i	7.464e-3-9.352e-5i	-0.230-3.423e-4i	-0.230+3.423e-4i
-0.348-9.694e-5i	-0.348+9.694e-5i	1.794e-3-1.779e-5i	1.794e-3+1.779e-5i	-0.629-1.948e-4i	-0.629+1.948e-4i	-0.012-8.504e-5i	-0.012+8.504e-5i
0.040-6.773e-6i	0.040+6.773e-6i	-3.507e-3-5.781e-6i	-3.507e-3+5.781e-6i	4.796e-3+5.376e-5i	4.796e-3-5.376e-5i	-0.311-1.177e-4i	-0.311+1.177e-4i
0.554-2.195e-5i	0.554+2.195e-5i	-7.384e-3+5.926e-7i	-7.384e-3-5.926e-7i	0.027-1.045e-4i	0.027+1.045e-4i	0.026-3.910e-6i	0.026+3.910e-6i
-0.049+1.019e-5i	-0.049-1.019e-5i	7.967e-3+1.135e-5i	7.967e-3-1.135e-5i	-0.078-2.265e-4i	-0.078+2.265e-4i	0.891+0.000i	0.891-0.000i
-0.103+7.328e-5i	-0.103-7.328e-5i	6.524e-3+1.902e-5i	6.524e-3-1.902e-5i	0.711-0.000i	0.711+0.000i	0.042+9.704e-5i	0.042-9.704e-5i
0.671+0.000i	0.671-0.000i	1.000+0.000i	1.000-0.000i	-0.264-9.939e-4i	-0.264+9.939e-4i	-0.231-3.246e-4i	-0.231+3.246e-4i

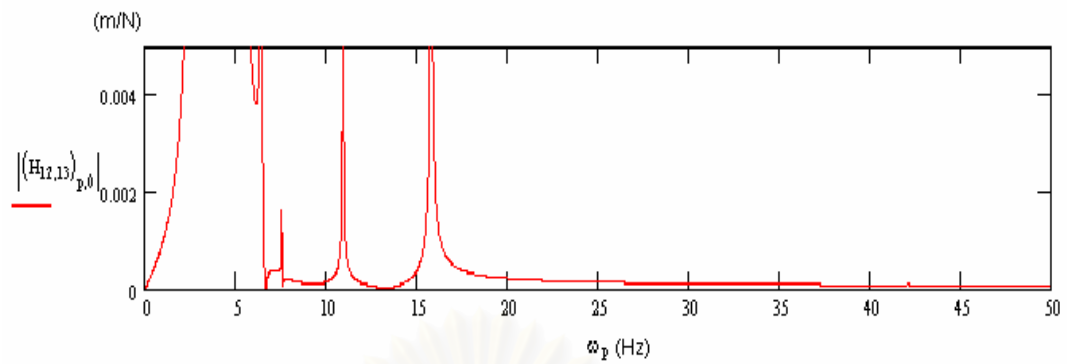
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$\lambda = \begin{array}{|l} -0.950+265.113i \\ -0.950-265.113i \\ -0.407+137.395i \\ -0.407-137.395i \\ -0.154+99.166i \\ -0.154-99.166i \\ -0.116+68.592i \\ -0.116-68.592i \\ -3.929e-3+17.638i \\ -3.929e-3-17.638i \\ -4.842e-3+47.343i \\ -4.842e-3-47.343i \\ -0.024+40.251i \\ -0.024-40.251i \\ -0.024+32.811i \\ -0.024-32.811i \end{array}$$

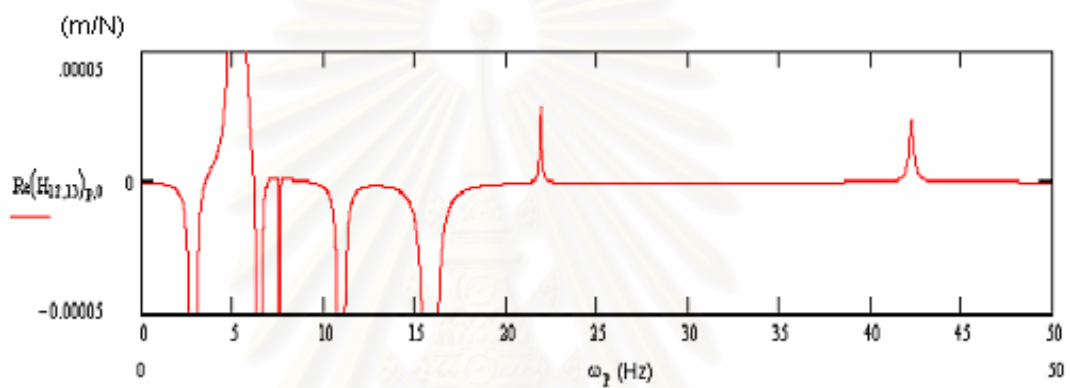
อ้างอิงจากสมการ 3.5 ดังนี้

$$\frac{\{X\}}{\{Q\}} = H = \sum_{i=1}^n \frac{\{\Phi_i\}^T \{\Phi_i\}}{j\omega - \lambda_i}$$

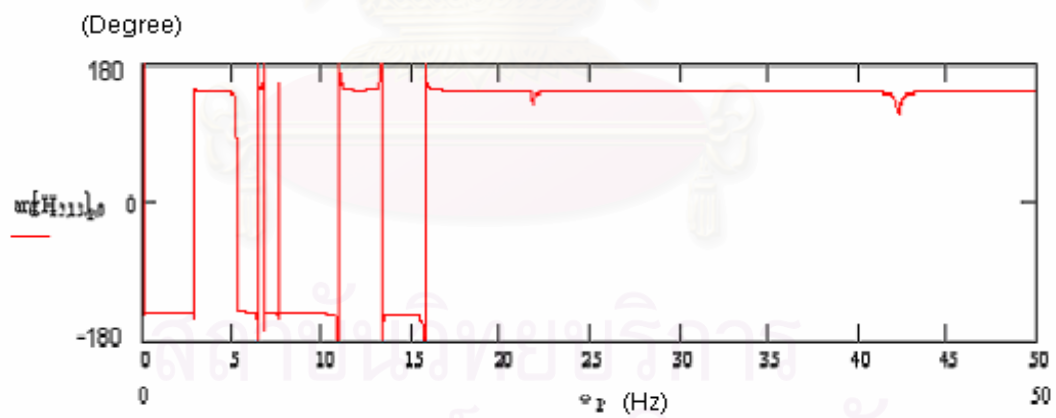
จะได้ผลดังรูปที่ 4.7 ซึ่งแสดงต่อไปนี้



A. Magnitude part



B. Real part



C. Phase angle part

รูปที่ 4.7 ผลการคำนวณในรูปโหมดเซฟของการสั่นสะเทือนใน A. Magnitude part
B. Real part และ C. Phase angle part

ผลการประมวลผลจากโปรแกรมที่แสดงข้างต้นนี้เป็นการแสดงผลจากการที่ให้แรงกระทำในตำแหน่ง X_{13} ของโคออดิเนตหลัก แล้วสังเกตการตอบสนองที่ตำแหน่ง X_{12} ของโคออร์ดิเนตหลัก เมื่อพิจารณาผลในรูปผลเฉลยแบบโหมดเซฟของการสั่นสะเทือนใน Magnitude part ซึ่งจะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงค่าพิกัดที่เกิดขึ้นนั้นยากแก่การแยกค่าความถี่ใน 8 โหมดที่ต้องการ ดังนั้นจึงได้พิจารณาใน Real part และ Phase angle part ประกอบกันแล้วพบว่า การสั่นสะเทือนของรถเกิดในโคออร์ดิเนตกายภาพที่มีความถี่ 3.05Hz 6.39Hz 7.28Hz 8.04Hz 12.10Hz 17.60Hz 24.00Hz และ 42.40Hz ที่ค่าความถี่เหล่านี้สามารถระบุชื่อตามลักษณะการสั่นได้ดังต่อไปนี้ ตัวรถโยกหน้าหลัง (Body pitch) θ ที่ความถี่ 3.05 Hz ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 ที่ความถี่ 6.39 Hz ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) α ที่ความถี่ 7.28 Hz เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 ที่ความถี่ 8.04 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} ที่ความถี่ 12.1 Hz ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) x_{34} ที่ความถี่ 17.6 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ ที่ความถี่ 24.0 Hz ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β ที่ความถี่ 42.4 Hz ที่ระบุชื่อเหล่านี้ได้เพราะว่า ที่โมเดลนั้นเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของสปริงที่รองรับมวลของชิ้นส่วนใดแล้ว จะทำให้ค่าความถี่ที่โหมดนั้นเกิดการเปลี่ยนแปลงตาม ถ้าเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของยางล้อที่รองรับชุดล้อและเพลาน้ำ ก็จะได้การเปลี่ยนแปลงความถี่ 2 โหมดของชุดล้อและเพลาน้ำ ซึ่งสามารถแยกได้ว่า โหมดใดเป็นโหมดการสั่นขึ้น-ลงของชุดล้อและเพลาน้ำ และโหมดใดเป็นโหมดการเอียงตัวซ้าย-ขวาของชุดล้อและเพลาน้ำโดยการเปลี่ยนแปลงค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล แล้วสังเกตว่า โหมดที่มีการเปลี่ยนแปลงความถี่และแอมพลิจูดการสั่น จะเป็นโหมดการเอียงตัวซ้าย-ขวาของชุดล้อและเพลาน้ำ ทำนองเดียวกันนี้จึงจำแนกโหมดทั้ง 8 ของการสั่นได้ โดยรายละเอียดของการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของสปริง และค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลดังกล่าวสามารถดูได้ที่ภาคผนวก ข.

4.4 ผลการทดลองวัดการสั่นสะเทือนของรถยนต์โดยใช้เครื่องมือทดสอบ Pulse analyzer

เมื่อทำการติดตั้ง Accelerometer แล้วจึงทำการหาค่าความถี่โดยเริ่มต้นด้วยการให้อินพุทโดยใช้ Impact hammer เคาะที่ตำแหน่งใดๆบนรถยนต์ ซึ่งจะพบว่าเกิดการสั่นที่หลายค่าความถี่ จึงไม่สามารถจำแนกได้ว่าความถี่ใดคือค่าความถี่ที่ 8 โหมดที่ต้องการได้ แต่ด้วยวิธีการพิจารณา ค่าความถี่ของการสั่นที่อยู่ในช่วง 3 ถึง 50 Hz พบว่าเกิดค่าแอมพลิจูดสูงสุดอยู่ทั้งหมด 38 ค่า ซึ่งสามารถจำแนกค่าความถี่ที่เกิดจากสัญญาณรบกวนได้ 23 ค่าและเป็นค่าความถี่ที่น่าจะเป็นค่าความถี่ที่ 8 โหมดที่ต้องการอีก 15 ค่า

จากค่าความถี่ที่น่าจะเป็นค่าความถี่ที่ 8 โหมดที่ต้องการทั้ง 15 ค่านี้จะต้องจำแนกต่อไปอีกว่าค่าความถี่ในโหมดการสั่นทั้ง 8 โหมดที่ต้องการคือค่าใด โดยการนำผลจากการคำนวณมาเปรียบเทียบกับค่าความถี่ทั้ง 15 ค่าที่ได้มาก่อนหน้านี้แล้ว ว่ามีค่าใดที่ตรงกันหรือใกล้เคียงกันบ้าง จึงสามารถระบุค่าความถี่ในโหมดการสั่นที่ต้องการทั้ง 8 โหมดได้

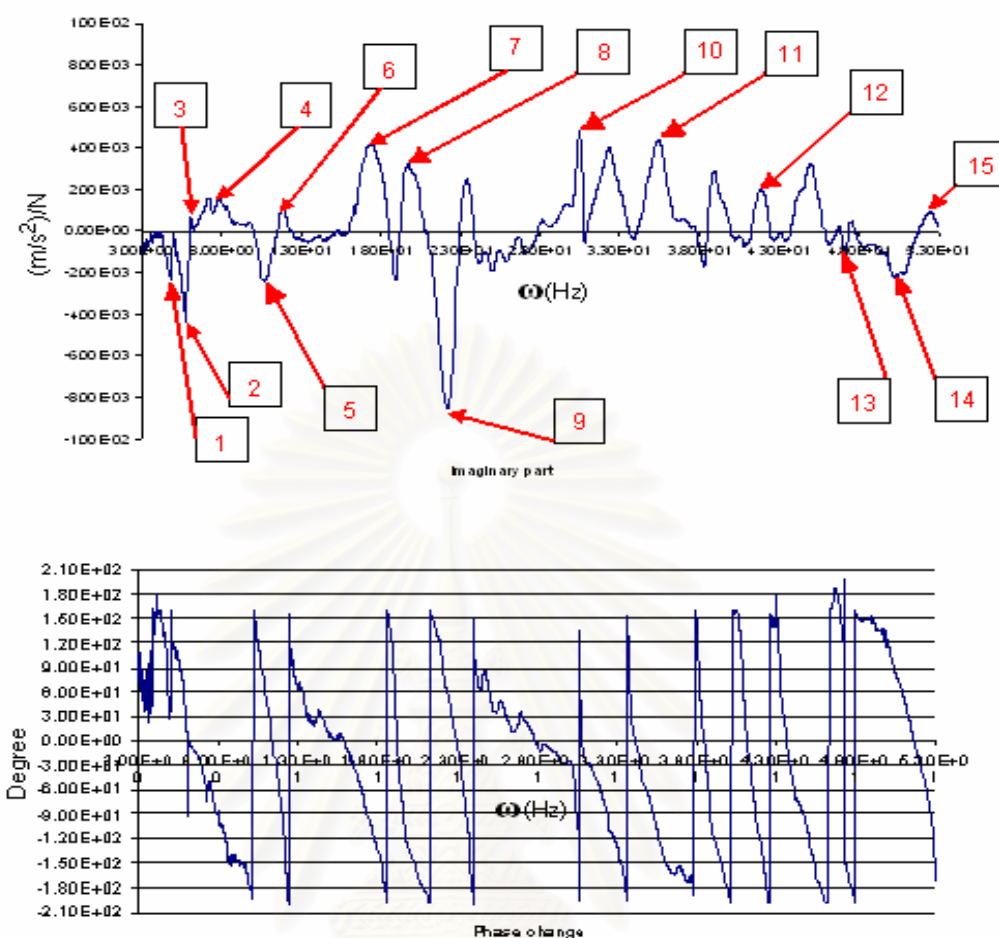
วิธีการจำแนกค่าความถี่นั้นจะพิจารณาตามขั้นตอนดังนี้

1. จากวิธีการคำนวณทำให้ทราบค่าความถี่ของการสั่นว่าอยู่ในช่วงประมาณ 3 ถึง 50 Hz ดังนั้นค่าความถี่ในช่วงดังกล่าวจึงเป็นช่วงความถี่ที่สนใจ

2. ในช่วงความถี่ที่สนใจนี้ยังพบว่ามีความถี่การสั่นอยู่หลายค่าปรากฏให้เห็นอยู่ ซึ่งสามารถจำแนกด้วยวิธีการที่เรียกว่า การฟิตกราฟแบบระดับความเสรีเดียว (Single-degree-of-freedom curve fit) หรือโดยทั่วไปเรียกว่า SDOF method [7] ซึ่งวิธีการนี้จะพิจารณาว่าค่าฟังก์ชันการตอบสนองเชิงความถี่ในช่วงความถี่ที่มีค่าแอมพลิจูดสูงสุดเป็นหลัก ในตำแหน่งความถี่นี้ถือว่าการสั่นเป็นแบบระดับความเสรีเดียว

พิจารณาผลการทดลองดังต่อไปนี้

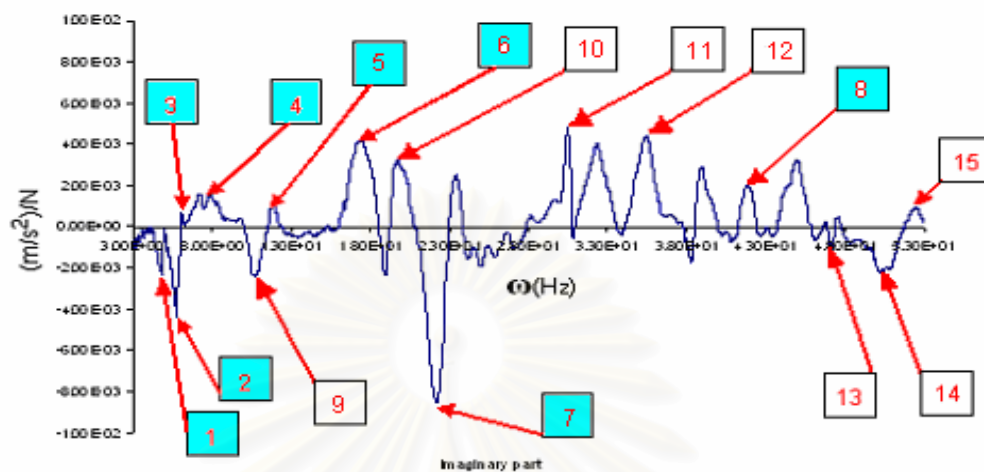
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



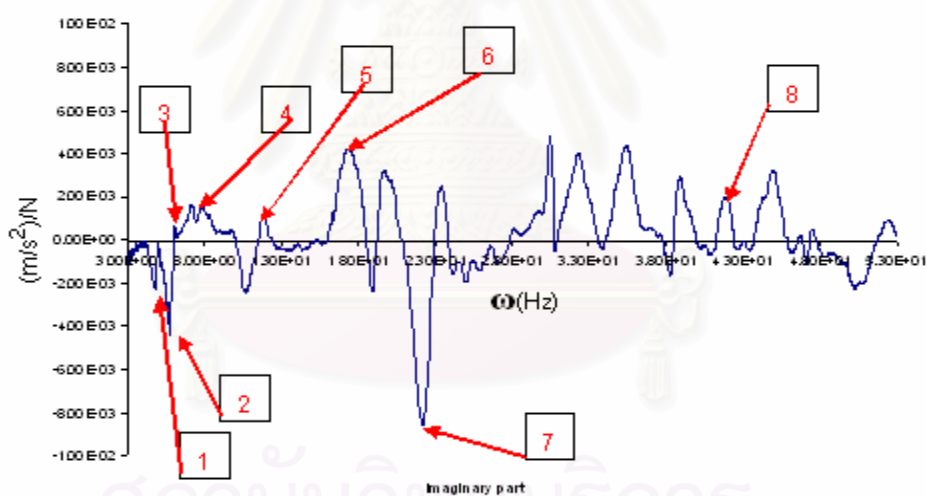
รูปที่ 4.8 ผลการทดลองและการหาตำแหน่งความถี่ในการทดลอง

จากรูปที่ 4.8 จะระบุได้ว่า ที่ตำแหน่งที่เกิดค่าแอมพลิจูดสูงสุดนี้เป็นค่าที่ต้องการจริงหรือไม่ด้วยการตรวจสอบที่การกลับเฟสของการสั่นที่ ± 90 องศาในช่วงเรโซแนนซ์ที่กราฟมูมเฟส จากรูปที่ 4.8 พบว่ามีการกลับเฟสที่ ± 90 องศาที่ความถี่เดียวกันกับกราฟแสดงขนาดการสั่นใน Imaginary part นั้นจะยืนยันได้ว่าค่าความถี่ที่ตำแหน่งนั้นคือค่าความถี่ที่ต้องการ ซึ่งเมื่อพิจารณาที่ค่าค่าแอมพลิจูดสูงสุดในกราฟที่มีการสั่นหลายค่าความถี่ ก็จะใช้หลักการดังกล่าวนี้หาค่าความถี่ที่ต้องการถัดไปเรื่อยๆจนกระทั่งถึงค่าความถี่สูงสุดของช่วงที่ประมาณ 50 Hz ด้วยวิธีการตามขั้นตอนที่กล่าวมานี้ทำให้ได้ค่าความถี่ของการสั่นที่อยู่ในช่วง 3 ถึง 50 Hz ที่เกิดค่าแอมพลิจูดสูงสุดอยู่ทั้งหมด 38 ค่า ด้วยการตรวจสอบการกลับเฟสของการสั่นที่ ± 90 องศาในช่วงเรโซแนนซ์ที่กราฟมูมเฟสพบว่าไม่มีการกลับเฟสเกิดขึ้นในบางค่าความถี่ ค่าความถี่นั้นก็จะเป็นความถี่ที่เกิดจากสัญญาณรบกวน(Noise) จากที่อื่นที่ไม่ใช่การสั่นของรถยนต์ ซึ่งสามารถจำแนกค่าความถี่ที่เกิดจากสัญญาณรบกวนได้ 23ค่า และเป็นค่าความถี่ที่น่าจะเป็นความถี่ทั้ง 8 โหมดที่ต้องการอีก 15ค่า

จากค่าความถี่ทั้ง 15 ค่านี้จะต้องจำแนกต่อไปอีกว่าเป็นค่าความถี่ในโหมดการสั่นที่ต้องการทั้ง 8 โหมดหรือไม่ ดังแสดงในรูปที่ 4.9 ต่อไปนี้



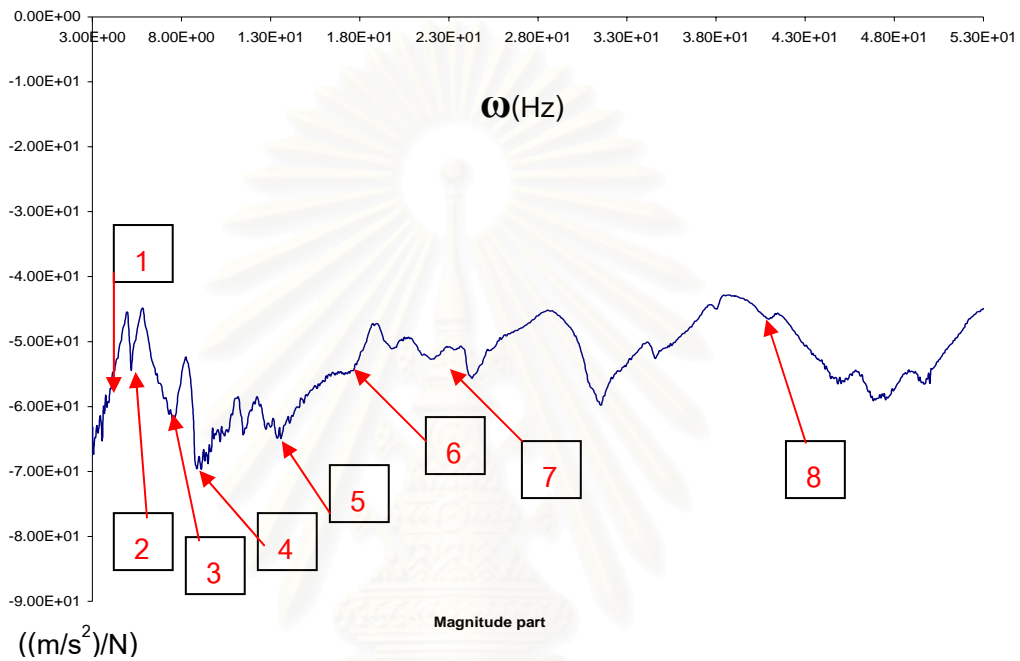
แสดงถึงค่าความถี่ที่ถูกเลือก



รูปที่ 4.9 การเปรียบเทียบค่าความถี่เพื่อหาค่าความถี่ในโหมดที่ต้องการทั้ง 8 โหมด

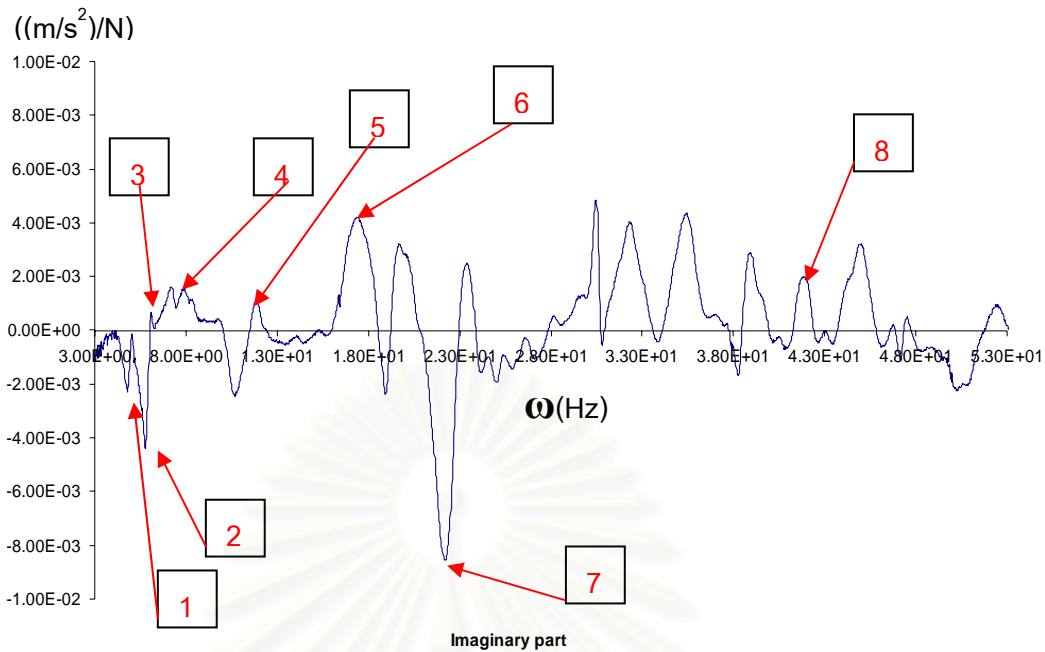
โดยการพิจารณาว่าความถี่ใดเป็นของโหมดไดนั้น ได้นำเอาผลจากการคำนวณด้วยการนำค่าความถี่ทั้ง 8 ค่ามาประกอบการพิจารณา ด้วยการนำมาเปรียบเทียบกับค่าความถี่ทั้ง 15 ค่าที่ได้มาก่อนหน้านี้แล้วว่ามีค่าใดที่ตรงกันหรือใกล้เคียงกันบ้าง ส่วนค่าที่ไม่ตรงกันหรือไม่ใกล้เคียงกันก็จะไม่ใช่ค่าความถี่ในโหมดการสั่นที่ต้องการทั้ง 8 โหมดนั้น ซึ่งพบว่าที่ตำแหน่งที่ 5 และ ตำแหน่งที่ 9 ควรจะเป็นตำแหน่งเดียวกันเพราะทั้ง 2 ตำแหน่งนี้เกิดค่าแอมพลิจูดเท่ากันแต่มีทิศทางที่ตรงข้ามกัน ตำแหน่งที่ 10 11 และตำแหน่งที่ 12 เกิดจากการเกิดโหมดที่สูงขึ้นไป(Higher

mode)ของการสั่น ซึ่งจะพบโหมดที่สูงขึ้นไปเช่นที่ตำแหน่งที่ 13 14 และตำแหน่งที่ 15 และจะพบมากขึ้นที่ความถี่ที่สูงขึ้นไปเรื่อยๆซึ่งเป็นความถี่นอกขอบเขตของการพิจารณา ดังนั้นจึงสามารถระบุค่าความถี่ในโหมดการสั่นที่ให้ความสนใจทั้ง 8 โหมดได้ แล้วสามารถนำผลที่ได้มาแสดงในรูปของโหมดการสั่นของรถทั้งคันได้ดังรูปที่ 4.10 ซึ่งแสดงต่อไปนี้

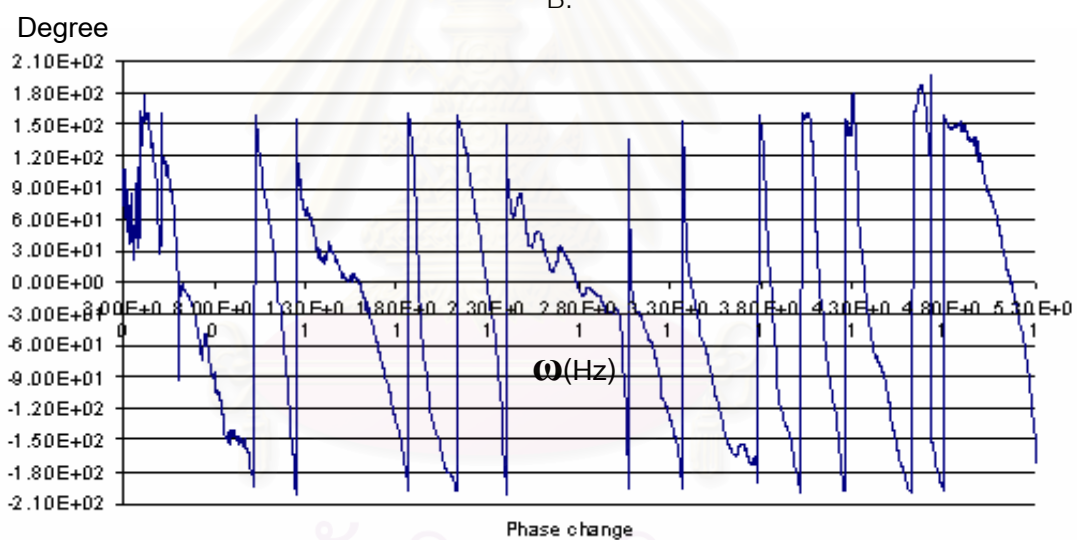


A.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



B.



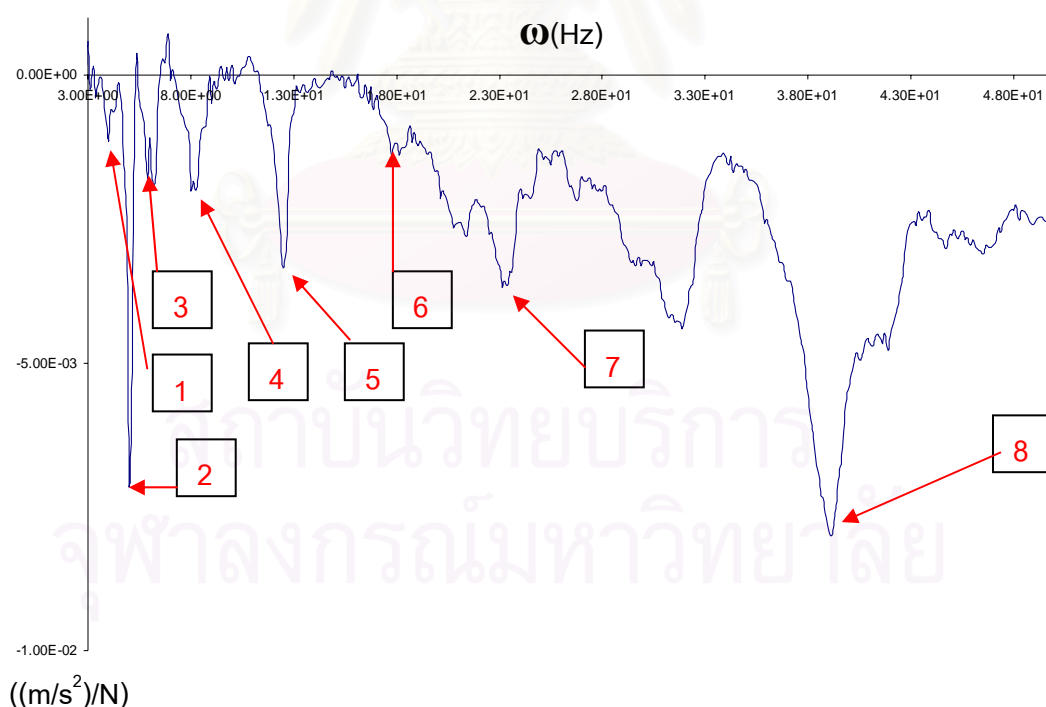
C.

รูปที่ 4.10 โหมดเซฟจากการทดลองของการสั่นสะเทือนใน A. Magnitude part
B. Imaginary part และ C. Phase angle part

ผลจากการทดลองที่แสดงข้างต้นนี้เป็นการแสดงผลจากการที่ให้แรงกระทำในตำแหน่ง X_{13} ของโคออร์ดิเนตหลักหรือตำแหน่งด้านข้างตัวรถ แล้วสังเกตการตอบสนองที่ตำแหน่ง X_{12} ของโคออร์ดิเนตหลักหรือตำแหน่งตรงกลางตัวรถ เมื่อพิจารณาผลในรูปโหมดเซฟของการสั่นสะเทือนใน Magnitude part ซึ่งจะเห็นได้ว่าการเปลี่ยนแปลงค่าพิกัดขึ้นหลายค่าและยากแก่การแยกค่าความถี่ใน 8 โหมดที่ต้องการ ดังนั้นจึงได้พิจารณาใน Imaginary part และ Phase angle part

ประกอบกันโดยพิจารณาจากค่าพีคของกราฟการเปลี่ยนแปลงขนาดของการสั่นในโดเมนความถี่ ซึ่งจะพบว่ามีทั้งค่าพีคด้านบวกและด้านลบหลายค่า การที่จะระบุว่าความถี่ใดเป็นความถี่ใน 8 โหมดที่ต้องการนั้น จะมาพิจารณาการกลับเฟสที่การเปลี่ยนแปลงมุมเฟสของการสั่นในโดเมนความถี่ สังเกตได้จากมีการกลับเฟสที่ ± 90 องศา แล้วพบว่า การสั่นสะเทือนของรถเกิดในโคออร์ดิเนตกายภาพที่ความถี่ดังต่อไปนี้ ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) θ ที่ความถี่ 4.75 Hz ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 ที่ความถี่ 6.25 Hz ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) α ที่ความถี่ 6.88 Hz เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 ที่ความถี่ 8.00 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} ที่ความถี่ 12.70 Hz ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) x_{34} ที่ความถี่ 17.50 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ ที่ความถี่ 22.40 Hz ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β ที่ความถี่ 41.40 Hz

เมื่อติดตั้ง Accelerometer ที่ตำแหน่งใดๆบนรถยนต์ เพื่อเป็นตำแหน่งอ้างอิง โดยในที่นี้ใช้ตำแหน่งตรงกลางตัวรถ ปรากฏผลการทดลองดังรูปที่ 4.11 ต่อไปนี้



รูปที่ 4.11 ค่าการเปลี่ยนแปลงความถี่ที่โหมดการเคลื่อนที่ต่างๆที่ตำแหน่งอ้างอิง

ค่าที่ตำแหน่งอ้างอิงในรูปที่ 4.11 เมื่อพิจารณาผลในรูปโหมดเซฟของการสั่นสะเทือนใน Imaginary part แล้วพบว่า การสั่นสะเทือนของรถเกิดในโคออร์ดิเนตกายภาพที่ความถี่ดังต่อไปนี้

ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) θ ที่ความถี่ 5.0 Hz ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 ที่ความถี่ 6.25 Hz ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) α ที่ความถี่ 6.88 Hz เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 ที่ความถี่ 8.25 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} ที่ความถี่ 12.50 Hz ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) x_{34} ที่ความถี่ 17.80 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ ที่ความถี่ 23.30 Hz ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β ที่ความถี่ 39.10 Hz แสดงให้เห็นว่าค่าความถี่ที่วัดได้ที่ตำแหน่งที่สังเกตมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ตำแหน่งอ้างอิง ดังนั้นค่าที่ตำแหน่งที่สังเกตจึงเป็นค่าที่ยอมรับได้

จากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าค่าความถี่ที่เลือกมีทั้งค่าแอมพลิจูดที่เป็นบวกและค่าแอมพลิจูดที่เป็นลบ ทั้งนี้เพราะว่าการบอกขนาดของการสั่นนั้นก็คือผลรวมของการสั่นในส่วนจริง (Real part) กับการสั่นในส่วนจินตภาพ (Imaginary part) ซึ่งแสดงได้ดังสมการต่อไปนี้

$$X = \text{Re}(X) \pm \text{Im}(X)$$

โดยที่

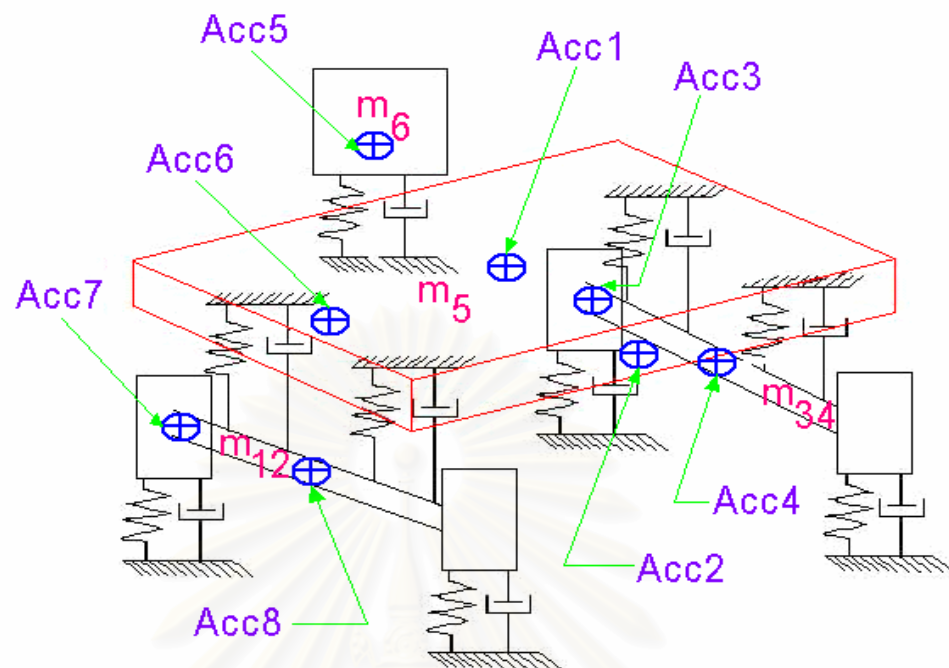
X คือ ขนาดของการสั่น

$\text{Re}(X)$ คือ การสั่นในส่วนจริง (Real part)

$\text{Im}(X)$ คือ การสั่นในส่วนจินตภาพ (Imaginary part)

จะเห็นว่าหากการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้นที่เรโซแนนซ์ที่พิจารณาได้จากการกลับเฟสที่ ± 90 องศา การสั่นในส่วนจินตภาพจะมีค่าสูงกว่าส่วนจริงมากๆ แล้วขนาดของการสั่นนั้นก็สามารถพิจารณาจากกราฟของ Imaginary ได้ ดังนั้นในกราฟของ Imaginary ของรูปที่ 4.8 B. จึงสามารถที่จะเลือกค่าแอมพลิจูดที่เป็นบวกและลบได้

ดังที่กล่าวมาแล้วว่ากราฟของ Imaginary ที่เลือกค่าแอมพลิจูดที่เป็นบวกและลบได้ ซึ่งจะมีประโยชน์ก็คือจะสามารถนำไปทำนายโหมดเซพการสั่นสะเทือนของรถยนต์ได้นั้น สามารถพิจารณาจากผลการทดลองการตอบสนองที่ตำแหน่งต่างๆ ที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ซึ่งจะให้เห็นการเปลี่ยนแปลงโหมดเซพดังแสดงได้ต่อไปนี้



รูปที่ 4.12 ตำแหน่งต่างๆที่ทำการติดตั้ง Accelerometer

โดยที่

Acc1 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ตรงกลางตัวรถ

Acc2 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ด้านข้างตัวรถ

Acc3 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ด้านข้างชุดล้อและเพลาน้ำ

Acc4 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ตรงกลางชุดล้อและเพลาน้ำ

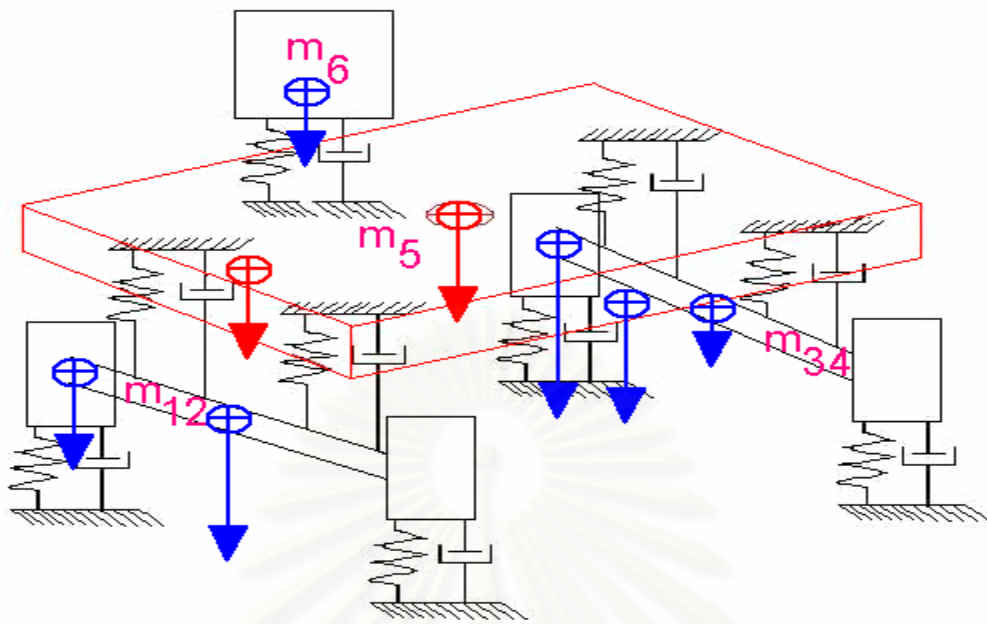
Acc5 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ใบะนั่ง

Acc6 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ด้านหน้าตัวรถ

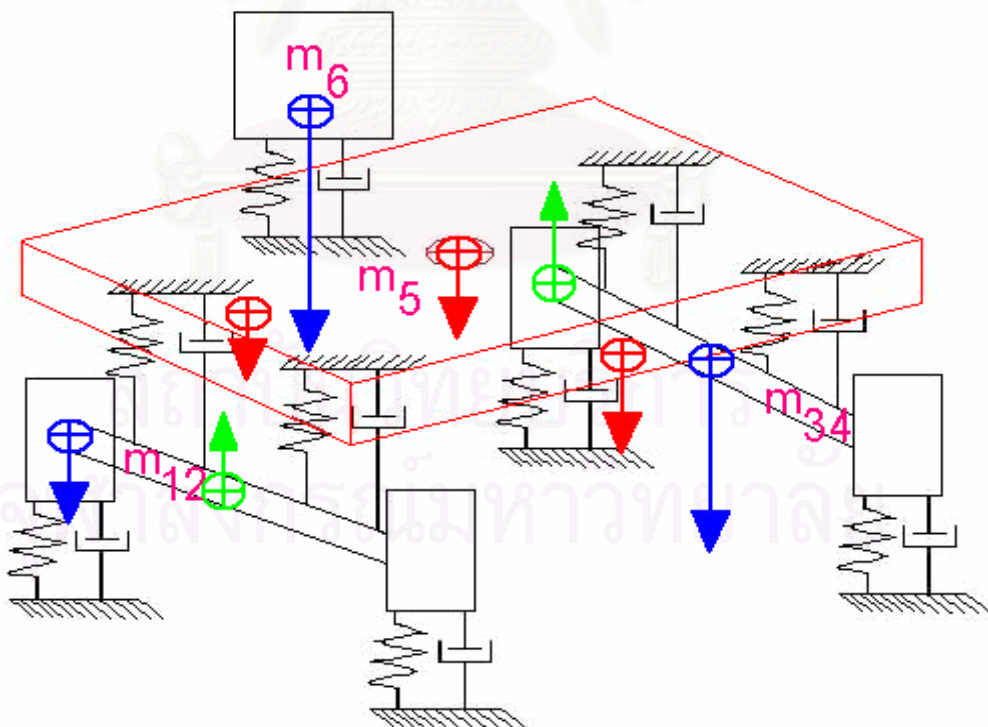
Acc7 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ด้านข้างชุดล้อและเพลาลัง

Acc8 แสดงตำแหน่งที่ทำการติดตั้ง Accelerometer ที่ตรงกลางชุดล้อและเพลาลัง

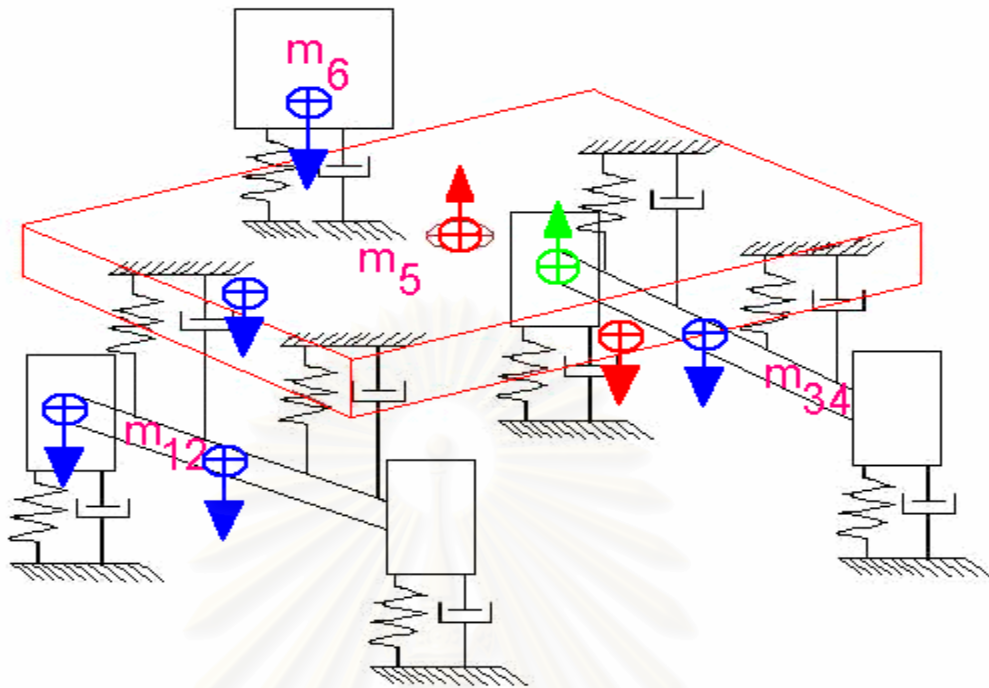
เมื่อให้แรงอินพุทในแนวตั้งไปที่ตำแหน่งด้านข้างตัวรถด้วย Impact hammer แล้วปรากฏผลการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนดังรูปที่ 4.11 ถึง รูปที่ 4.18 ต่อไปนี้



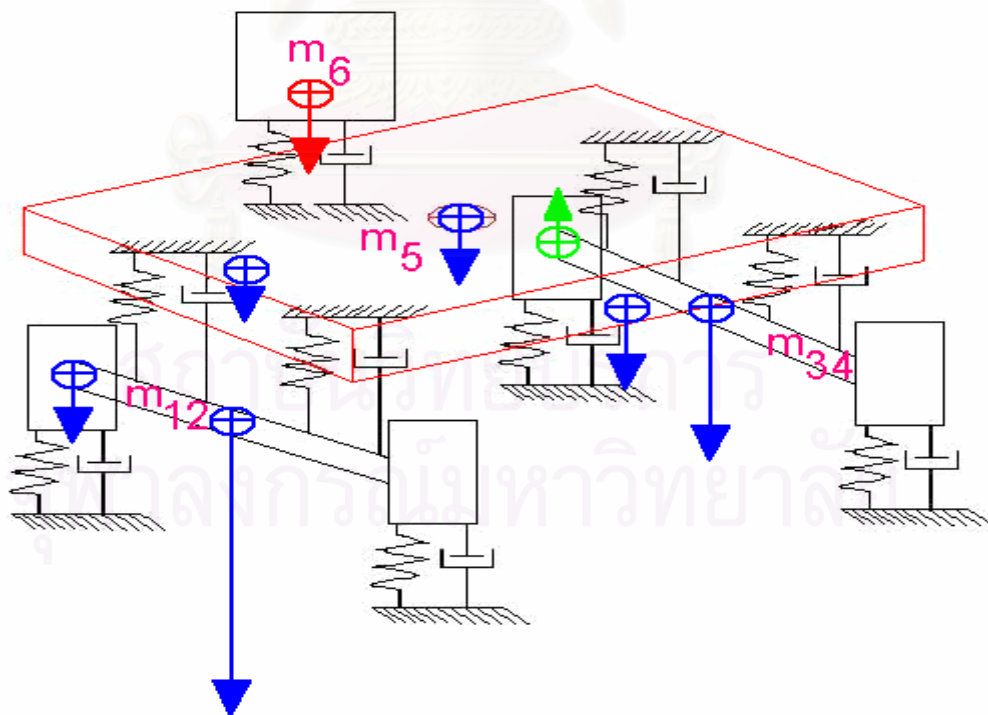
รูปที่ 4.13 โหมดตัวรถโยกหน้า-หลัง(Body pitch)ที่ความถี่ 4.75 Hz



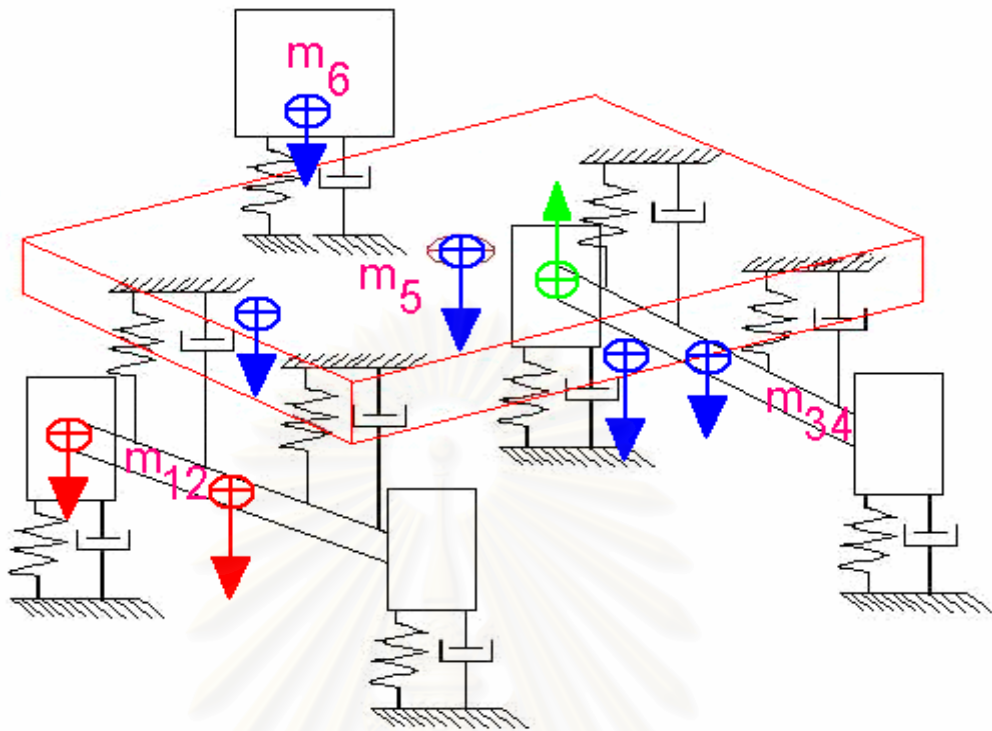
รูปที่ 4.14 โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Body hop)ที่ความถี่ 6.25 Hz



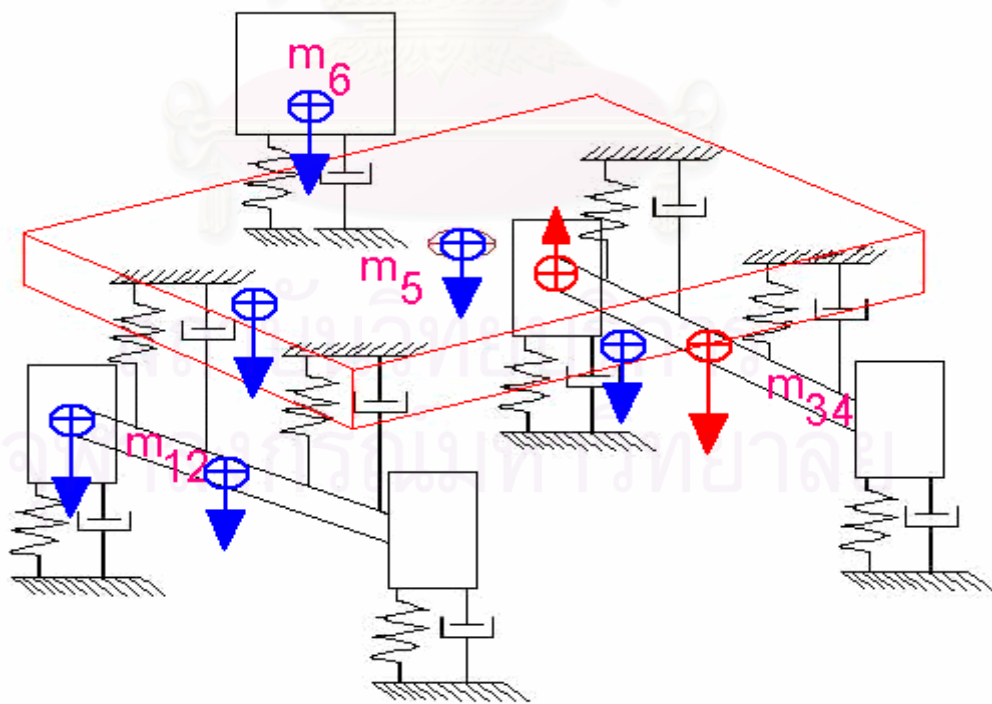
รูปที่ 4.15 โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา(Body roll)ที่ความถี่ 6.88 Hz



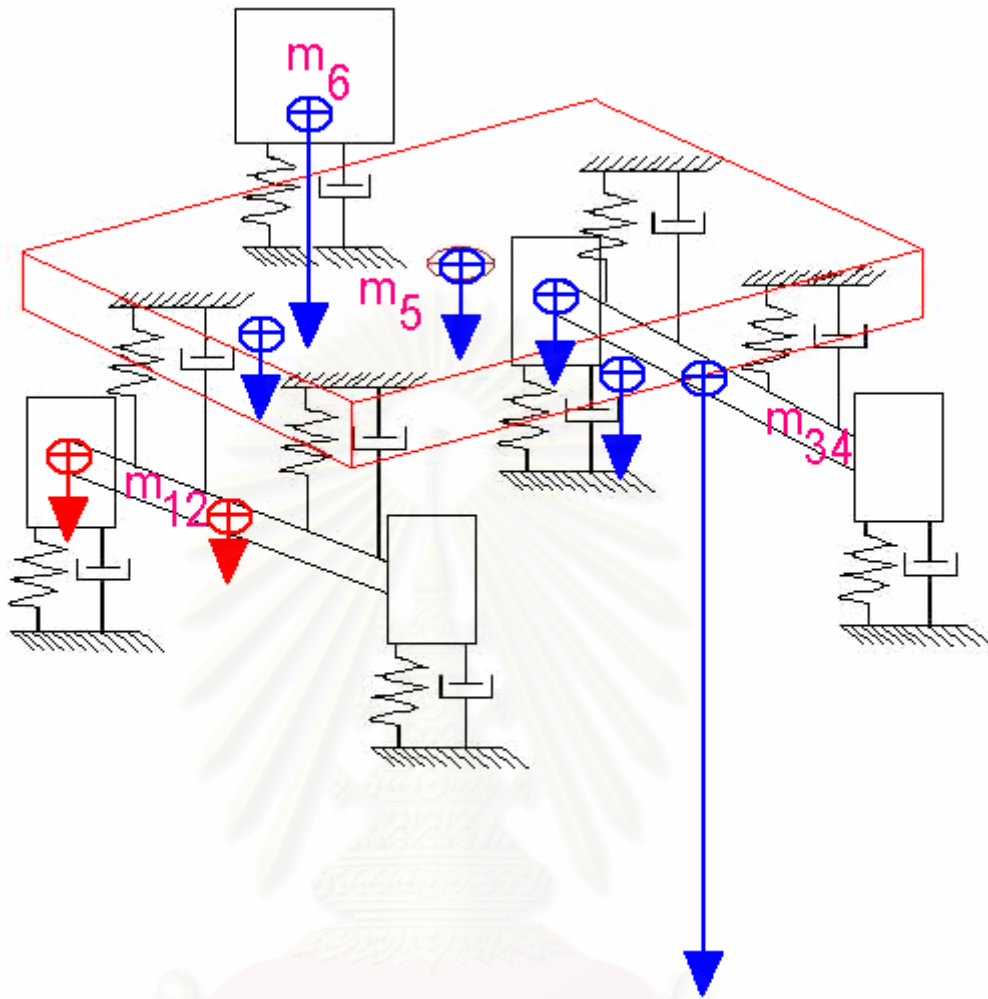
รูปที่ 4.16 โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Seat hop)ที่ความถี่ 8.00 Hz



รูปที่ 4.17 โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Front wheel hop)ที่ความถี่ 12.70 Hz

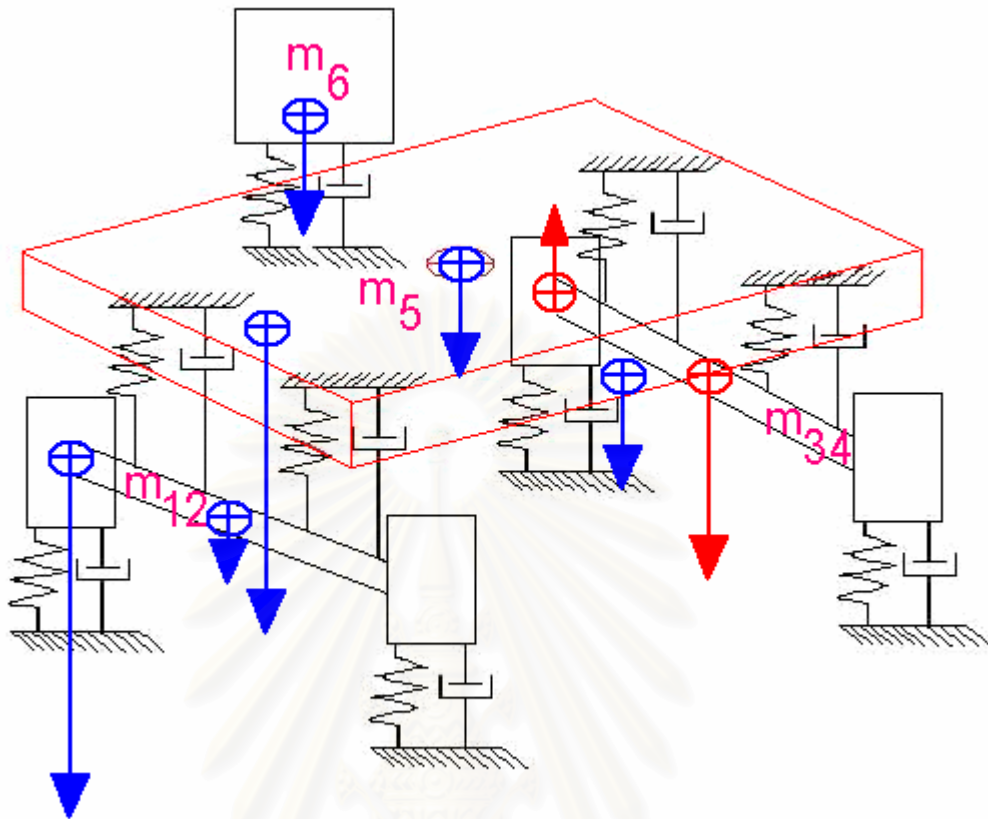


รูปที่ 4.18 โหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Rear wheel hop)ที่ความถี่ 17.50 Hz






รูปที่ 4.19 โหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) ที่ความถี่ 22.70 Hz

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 4.20 โหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) ที่ความถี่ 41.40 Hz

สัญลักษณ์  ใช้แทนทิศการเคลื่อนที่ลงที่ตำแหน่ง Acc แต่ละตัว และสัญลักษณ์  ใช้แทนทิศการเคลื่อนที่ขึ้นที่ตำแหน่ง Acc แต่ละตัว  ใช้แทนทิศการเคลื่อนที่ที่ตำแหน่ง Acc แต่ละตัวของโหมดหลัก โดยที่ความยาวของลูกศรแสดงถึงแอมพลิจูดของการเคลื่อนที่

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

4.5 ผลการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการคำนวณและผลที่ได้จากการทดลอง

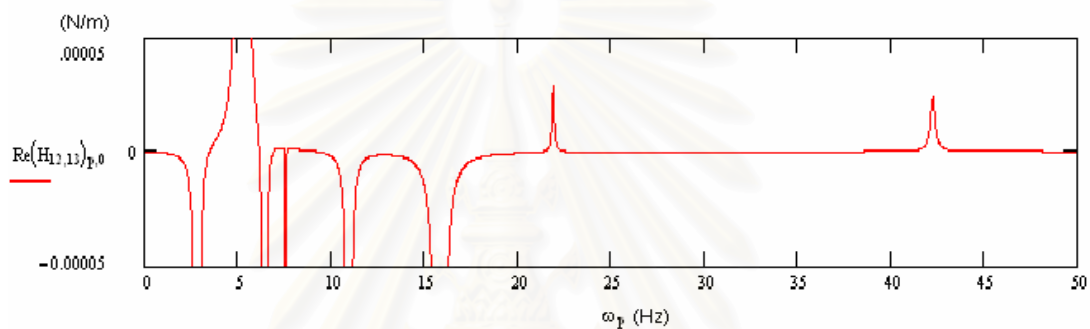
จากผลที่ได้จากการคำนวณและผลที่ได้จากการทดลอง สามารถนำผลมาเปรียบเทียบกันได้ตามตารางเปรียบเทียบผลจากการทดลองและผลจากการคำนวณต่อไปนี้

ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบผลจากการทดลองและผลจากการคำนวณ

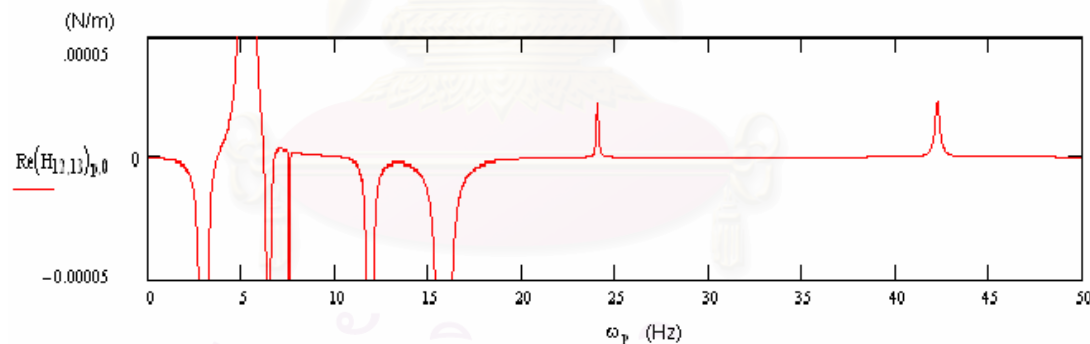
ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ของการสั่น จากการทดลอง (Hz)	ความถี่ของการสั่น จากการคำนวณ (Hz)	%ความคลาดเคลื่อน
ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch)	4.75	3.05	35.76
ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop)	6.25	6.39	-2.24
ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll)	6.88	7.28	-5.81
เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop)	8.00	8.04	0.50
ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ ขึ้น-ลง (Front wheel hop)	12.70	12.1	4.72
ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ ขึ้น-ลง (Rear wheel hop)	17.50	17.60	-0.57
ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย- ขวา (Front wheel roll)	22.70	22.40	1.32
ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย- ขวา (Rear wheel roll)	41.40	42.24	-2.03

4.6 ผลการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

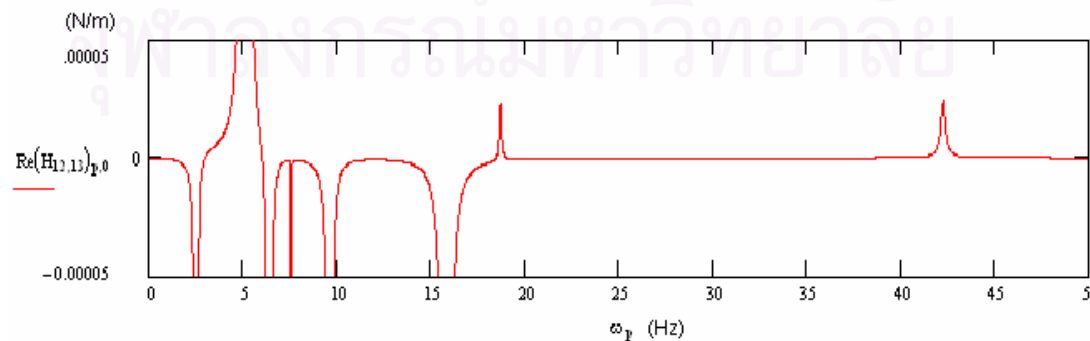
หลังจากที่ได้ผลการทดลองและผลการคำนวณที่ได้มาเปรียบเทียบจนเป็นที่แน่ชัดว่าค่าที่ได้มานั้นเป็นค่าที่สามารถยืนยันซึ่งกันและกันได้แล้ว ต่อไปจะเป็นการนำเสนอวิธีการที่จะใช้ในการปรับค่าทางกายภาพของรถเพื่อลดการสั่นสะเทือนของรถโดยการใช้โปรแกรม MathCAD2000 ซึ่งแสดงในภาคผนวก จ. แล้วผลที่ได้จากการปรับค่าทางกายภาพของรถเป็นดังกราฟในภาคผนวก ข. และตัวอย่างกราฟที่นำมาเสนอผลการเปลี่ยนแปลงสามารถพิจารณากราฟรูปที่ 4.21 ถึงรูปที่ 4.23 ดังนี้



รูปที่ 4.21 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_s และ k_c เดิมเท่ากับ 214 kN/m



รูปที่ 4.22 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_s และ k_c เปลี่ยนเป็น 300 kN/m



รูปที่ 4.23 ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_s และ k_c เปลี่ยนเป็น 100 kN/m

จากกราฟรูปที่ 4.21 ถึงรูปที่ 4.23 สามารถนำค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนแปลงมาแสดงเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.3 ดังนี้

ตารางที่ 4.3 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนไป

ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ (Hz)		
	เมื่อค่า k_a และ k_c เดิม เท่ากับ 214 kN/m	เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 300 kN/m	เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 100 kN/m
Body pitch	3.05	3.10	2.73
Body hop	6.39	6.41	6.15
Body roll	7.28	7.29	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.85	10.59
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	28.03	20.69
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เปรียบเทียบตารางที่ 4.3 กับข้อมูลจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่เกิดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปลี่ยนค่า k_a และ k_c เพิ่มขึ้น แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ 22.4 Hz ไปเป็น 28.03 Hz ที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัด แต่เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า k_a และ k_c ลดลงกลับพบว่าค่าความถี่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 22.4 Hz ไปเป็น 20.69 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) นั่นเพราะว่า ค่า k_a และ k_c เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหน้าขวาและหน้าซ้ายที่กระทำกับผิวถนน ดังนั้นจากข้อมูลข้างต้นทำให้ทราบว่าแนวทางที่จะลดความถี่ในการสั่นในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) นั้นก็โดยการลดค่า k_a และ k_c นั้นเอง แต่ในขณะเดียวกันต้องคำนึงถึงโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Front wheel hop) ซึ่งจะเห็นได้ว่ามีโอกาสเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ด้วยเช่นกัน ในส่วนของแอมพลิจูดการสั่นนั้นพบว่า การ

เปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_b และ k_c เพิ่มขึ้น

ทำนองเดียวกัน สามารถนำค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนแปลงมาแสดงเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.4 ดังนี้

ตารางที่ 4.4 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_b และ k_c เปลี่ยนไป

ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ (Hz)		
	เมื่อค่า k_b และ k_c เดิม เท่ากับ 109.8 kN/m	เมื่อค่า k_b และ k_c เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 200 kN/m	เมื่อค่า k_b และ k_c เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 50 kN/m
Body pitch	3.05	3.21	2.71
Body hop	6.39	6.69	5.11
Body roll	7.28	7.36	7.25
Seat hop	8.04	8.00	8.00
Front wheel hop	12.10	14.20	10.14
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	27.86	20.75
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเปรียบเทียบตารางที่ 4.4 กับข้อมูลจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงความถี่เกิดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปลี่ยนค่า k_b และ k_c เพิ่มขึ้น แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ 22.4 Hz ไปเป็น 27.86 Hz ที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดอีกที่ค่า 12.10 Hz ไปเป็น 14.20 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) แต่เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า k_b และ k_c ลดลงกลับพบว่าค่าความถี่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 22.4 Hz ไปเป็น 20.75 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll)

ค่าความถี่เปลี่ยนแปลงอย่างเห็นได้ชัดอีกที่ค่า 6.39 Hz ไปเป็น 5.11 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) ในทำนองเดียวกันที่ค่า 12.10 Hz ไปเป็น 10.14 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) นั่นเพราะว่า ค่า k_b และ k_d เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่แนบหน้าขวาและหน้าซ้ายที่กระทำกับผิวถนน ดังนั้นจากข้อมูลข้างต้นทำให้ทราบว่าแนวทางที่จะลดความถี่ในการสั่นในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) นั้นก็โดยการลดค่า k_b และ k_d นั้นเอง แต่ในขณะเดียวกันผลจากการลดค่า k_b และ k_d ยังเป็นผลทำให้ความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) และความถี่โหมดที่ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) ลดลงด้วยเช่นกัน ในส่วนของแอมพลิจูดการสั่นนั้นพบว่า การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดเพิ่มขึ้นในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_b และ k_d เพิ่มขึ้น และแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_b และ k_d ลดลง

ทำนองเดียวกัน สามารถนำค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนแปลงมาแสดงเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.5 ดังนี้

ตารางที่ 4.5 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนไป

ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ (Hz)		
	เมื่อค่า k_e และ k_g เดิม เท่ากับ 196 kN/m	เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 300 kN/m	เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 100 kN/m
Body pitch	3.05	3.21	2.75
Body hop	6.39	6.49	6.19
Body roll	7.28	7.67	6.92
Seat hop	8.04	8.03	8.03
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	18.31	16.93
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	45.30	39.15

เปรียบเทียบตารางที่ 4.5 กับข้อมูลจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่เกิดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปลี่ยนค่า k_e และ k_g เพิ่มขึ้น แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ 42.24 Hz ไปเป็น 45.30 Hz ที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัด แต่เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า k_u และ k_c ลดลงกลับพบว่าค่าความถี่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 42.24 Hz ไปเป็น 39.15 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) นั้น เพราะว่า ค่า k_e และ k_g เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่ยางล้อหลังขวาและหลังซ้ายที่กระทำกับผิวถนน ดังนั้นจากข้อมูลข้างต้นทำให้ทราบว่าแนวทางที่จะลดความถี่ในการสั่นในโหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) นั้นก็โดยการลดค่า k_u และ k_c นั้นเอง แต่ในขณะเดียวกันต้องคำนึงถึงโหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) ซึ่งจะเห็นได้ว่ามีโอกาสเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ด้วยเช่นกัน ในส่วนของแอมพลิจูดการสั่นนั้นพบว่า การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_e และ k_g เพิ่มขึ้น และแอมพลิจูดเพิ่มขึ้นในโหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_e และ k_g ลดลง

ทำนองเดียวกันสามารถนำค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_f และ k_n เปลี่ยนแปลงมาแสดงเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.6 ดังนี้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.6 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_f และ k_h เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า k_f และ k_h เดิม เท่ากับ 255.8 kN/m	เมื่อค่า k_f และ k_h เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 300 kN/m	เมื่อค่า k_f และ k_h เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 100 kN/m
Body pitch	3.05	3.11	2.92
Body hop	6.39	6.88	5.70
Body roll	7.28	8.08	6.24
Seat hop	8.04	8.03	8.03
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	19.84	14.63
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	47.44	35.45

เมื่อเปรียบเทียบตารางที่ 4.6 กับข้อมูลจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงความถี่เกิดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปลี่ยนค่า k_f และ k_h เพิ่มขึ้น แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงที่มากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่าความถี่ 42.24 Hz ไปเป็น 47.44 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) และที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดอีกที่ค่า 17.60 Hz ไปเป็น 19.84 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) แต่เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า k_f และ k_h ลดลงกลับพบว่าค่าความถี่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 42.24 Hz ไปเป็น 35.45 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) ในทำนองเดียวกันจะมีการเปลี่ยนแปลงความถี่ที่มากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 17.60 Hz ไปเป็น 14.63 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) นั่นเพราะว่า ค่า k_f และ k_h เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่แนบหลังขวาและหลังซ้ายที่กระทำกับผิวดถนน ดังนั้นจากข้อมูลข้างต้นทำให้ทราบว่าแนวทางที่จะลดความถี่ในการสั่นในโหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) นั้นก็โดยการลดค่า k_f และ k_h นั่นเอง แต่ในขณะเดียวกันผลจากการลดค่า k_f และ k_h ยังเป็นผลทำให้ความถี่โหมดที่สูงสุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่

ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) ลดลงด้วยเช่นกัน ในส่วนของแอมพลิจูดการสั่นนั้นพบว่า การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_f และ k_h เพิ่มขึ้น และแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) เมื่อเปลี่ยนค่า k_f และ k_h ลดลง

และในทำนองเดียวกันสามารถนำค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_f และ k_h เปลี่ยนแปลงมาแสดงเปรียบเทียบดังตารางที่ 4.7 ดังนี้

ตารางที่ 4.7 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า k_f เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า k_f เดิม เท่ากับ 11 kN/m	เมื่อค่า k_f เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 1 kN/m	เมื่อค่า k_f เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 20 kN/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	10.51	2.75
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เปรียบเทียบตารางที่ 4.7 กับข้อมูลจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า การเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่เกิดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปลี่ยนค่า k_f เพิ่มขึ้น แต่จะมีการเปลี่ยนแปลงที่ค่าความถี่ 8.04 Hz ไปเป็น 10.51 Hz ที่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัด แต่เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า k_f ลดลงกลับพบว่าค่าความถี่เปลี่ยนแปลงมากอย่างเห็นได้ชัดที่ค่า 8.04 Hz ไปเป็น 2.75 Hz ซึ่งเมื่อดูจากตารางที่ 4.2 แล้วพบว่า เป็นความถี่โหมดที่เบาที่นั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) นั่นเพราะว่า ค่า k_f เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งที่น้ำหนักเบาะกับคนขับกระทำกับตัวรถ ดังนั้นจากข้อมูลข้างต้นทำให้

ทราบว่าแนวทางที่จะลดความถี่ในการสั่นในโหมดที่เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) นั้นก็โดยการลดค่า k_y นั้นเอง ในส่วนของแอมพลิจูดการสั่นนั้นพบว่า การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดลดลงในโหมดที่เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) เมื่อเปลี่ยนค่า k_y เพิ่มขึ้น และแอมพลิจูดเพิ่มขึ้นในโหมดที่เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) เมื่อเปลี่ยนค่า k_y ลดลง

ในกรณีอื่นๆ เมื่อเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางกายภาพอื่นนั้นจะมีผลการเปลี่ยนแปลงดังต่อไปนี้คือ

ตารางที่ 4.8 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_y เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_y เดิม เท่ากับ 34.217 kg-m^2	เมื่อค่า I_y เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 50 kg-m^2	เมื่อค่า I_y เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 30 kg-m^2
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	19.14	33.5
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_y แล้วพบว่าโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าความถี่ลดลง ในขณะที่เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_y กลับพบว่าโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าความถี่เพิ่มขึ้นแต่แอมพลิจูดลดลง ในขณะที่ความถี่ในโหมดอื่นทั้งหมดมีแอมพลิจูดเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 4.9 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า $I\beta$ เปลี่ยนไป

ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ (Hz)		
	เมื่อค่า $I\beta$ เดิม เท่ากับ 15.50 kg-m^2	เมื่อค่า $I\beta$ เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 50 kg-m^2	เมื่อค่า $I\beta$ เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 30 kg-m^2
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	30.5	58.7

เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล $I\beta$ แล้วพบว่าโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าความถี่ลดลงแต่แอมพลิจูดเพิ่มขึ้น ในขณะที่เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล $I\beta$ แล้วพบว่าโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าความถี่เพิ่มขึ้นแต่โหมดอื่นๆทั้งหมดมีค่าแอมพลิจูดเพิ่มขึ้น

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.10 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_{θ} เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_{θ} เดิม เท่ากับ 327.59 kg-m^2	เมื่อค่า I_{θ} เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 500 kg-m^2	เมื่อค่า I_{θ} เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 150 kg-m^2
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	7.82
Body roll	7.28	7.28	7.47
Seat hop	8.04	8.04	7.75
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_{θ} แล้วพบว่าความถี่ไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่จะพบการเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดของความถี่ในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลงเล็กน้อย ในขณะที่เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_{θ} แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าเพิ่มขึ้น ในขณะที่โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) มีค่าลดลง และยังสังเกตเห็นว่าการเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดของความถี่ในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 4.11 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_α เปลี่ยนไป

ลักษณะการเคลื่อนที่	ความถี่ (Hz)		
	เมื่อค่า I_α เดิม เท่ากับ 651.63 kg-m^2	เมื่อค่า I_α เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 800 kg-m^2	เมื่อค่า I_α เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 400 kg-m^2
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.51
Body roll	7.28	7.28	8.48
Seat hop	8.04	8.04	8.42
Front wheel hop	12.10	12.10	12.45
Rear wheel hop	17.60	17.60	18.41
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_α แล้วพบว่าความถี่และแอมพลิจูดแทบจะไม่มี การเปลี่ยนแปลง ในขณะที่เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_α แล้วพบว่าความถี่ในโหมดตัวรถ เคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) และโหมดชุดเพลาล้อหลัง เคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) ต่างก็มีค่าเพิ่มขึ้น ในขณะที่แอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมด ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.12 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_{12} เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า m_{12} เดิม เท่ากับ 192 kg	เมื่อค่า m_{12} เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 250 kg	เมื่อค่า m_{12} เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 150 kg
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	9.65	12.64
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มมวลชุดเพลาล้อหน้า m_{12} แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น - ลง (Front wheel hop) มีค่าลดลง และแอมพลิจูดของโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) ที่ความถี่เดิมมีค่าลดลง ในขณะที่เมื่อลดมวลชุดเพลาล้อหน้า m_{12} กลับพบว่าความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) มีค่าเพิ่มขึ้น และแอมพลิจูดของโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) ที่ความถี่เดิมมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.13 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_{34} เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า m_{34} เดิม เท่ากับ 172 kg	เมื่อค่า m_{34} เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 300 kg	เมื่อค่า m_{34} เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 100 kg
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.32
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	13.46	19.98
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มมวลชุดเพลาล้อหลัง m_{34} แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีแอมพลิจูดกลับทิศทางกันที่ค่าความถี่เดิม และโหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) มีค่าความถี่ลดลง และยังพบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลงเล็กน้อย ในขณะที่เมื่อลดมวลชุดเพลาล้อหลัง m_{34} พบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) เพิ่มขึ้นเล็กน้อย และโหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) มีค่าความถี่เพิ่มขึ้น ส่วนแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลง

ตารางที่ 4.14 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_5 เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า m_5 เดิม เท่ากับ 1328 kg	เมื่อค่า m_5 เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 3000 kg	เมื่อค่า m_5 เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 800 kg
Body pitch	3.05	2.84	3.87
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มมวลของตัวรถ m_5 แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) มีค่าลดลง ส่วนแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลง แต่เมื่อลดมวลของตัวรถ m_5 แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) มีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 4.15 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า m_6 เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า m_6 เดิม เท่ากับ 10 kg	เมื่อค่า m_6 เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 15 kg	เมื่อค่า m_6 เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 5 kg
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	7.24	11.67
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มมวลของเบาะนั่ง m_6 แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) เพียงโหมดเดียวเท่านั้นที่มีการเปลี่ยนแปลง โดยมีค่าความถี่ลดลง ในขณะที่เมื่อลดมวลของเบาะนั่ง m_6 กลับพบว่าความถี่ที่โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) มีค่าเพิ่มขึ้น และจะมีค่าแอมพลิจูดลดลง

ตารางที่ 4.16 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_b และ c_d เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า c_b และ c_d เดิม เท่ากับ 9.68 N-s/m	เมื่อค่า c_b และ c_d เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 20 N-s/m	เมื่อค่า c_b และ c_d เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 5 N-s/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหน้าทั้งสองข้าง c_b และ c_d พบว่าความถี่ที่โดดเด่นไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่กลับพบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหน้าทั้งสองข้าง c_b และ c_d ก็พบว่าความถี่ที่โดดเด่นไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่กลับพบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าลดลง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.17 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_f และ c_h เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า c_f และ c_h เดิม เท่ากับ 9.68 N-s/m	เมื่อค่า c_f และ c_h เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 20 N-s/m	เมื่อค่า c_f และ c_h เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 5 N-s/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังทั้งสองข้าง c_f และ c_h พบว่าความถี่ที่โหมดต่างไม่มีการเปลี่ยนแปลงเลย แต่เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังทั้งสองข้าง c_f และ c_h พบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหลังเฉียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลง โดยที่ความถี่ที่โหมดต่างไม่มีการเปลี่ยนแปลง

ตารางที่ 4.18 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_j เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า c_j เดิม เท่ากับ 0.047 N-s/m	เมื่อค่า c_j เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 20 N-s/m	เมื่อค่า c_j เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 5 N-s/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของเบาะนั่ง c_j พบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) เพียงโหมดเดียวเท่านั้นที่มีการเปลี่ยนแปลง โดยมีค่าแอมพลิจูดลดลง เช่นเดียวกันเมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของเบาะนั่ง c_j พบว่าแอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) เพียงโหมดเดียวเท่านั้นที่มีการเปลี่ยนแปลง แต่จะมีค่าแอมพลิจูดเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 4.19 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า c_b และ c_d กับ c_f และ c_h เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า c_b และ c_d กับ c_f และ c_h เดิม เท่ากับ 9.68 N-s/m	เมื่อค่า c_b และ c_d กับ c_f และ c_h เปลี่ยนแปลง เพิ่มขึ้นเป็น 20 N-s/m	เมื่อค่า c_b และ c_d กับ c_f และ c_h เปลี่ยนแปลง ลดลงเป็น 5 N-s/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	6.39	6.39
Body roll	7.28	7.28	7.28
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	22.40	22.40
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังและด้านหลังทั้งสี่ข้าง c_b และ c_d กับ c_f และ c_h พร้อมกันกลับพบว่าความถี่ที่โหมดต่างไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่แอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าลดลงเล็กน้อย ในขณะที่เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังและด้านหลังทั้งสี่ข้าง c_b และ c_d กับ c_f และ c_h พร้อมกันพบว่าความถี่ที่โหมดต่างไม่มีการเปลี่ยนแปลง แต่แอมพลิจูดของความถี่เดิมในโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 4.20 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้น โดย k_b และ k_d เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เดิมเท่ากับ 327.59 และ 651.63 kg-m ² k_b และ k_d เดิมเท่ากับ 109.8 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้นเป็น 500 และ 800 kg-m ² โดยค่า k_b และ k_d เพิ่มขึ้นเป็น 200 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้นเป็น 500 และ 800 kg-m ² โดยค่า k_b และ k_d ลดลงเป็น 50 kN/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	4.98	4.52
Body roll	7.28	6.42	6.42
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	13.50	9.12
Rear wheel hop	17.60	17.60	17.60
Front wheel roll	22.40	25.62	18.78
Rear wheel roll	42.24	42.24	42.24

เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_{θ} และ I_{α} โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหนบหน้า k_b และ k_d แล้วพบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าลดลง ส่วนความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) และความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าเพิ่มขึ้น ในขณะที่เมื่อมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหนบหน้า k_b และ k_d พบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าลดลง และยังพบว่าความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) และความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าลดลงเช่นกัน ในส่วนของแอมพลิจูดนั้นมีการเปลี่ยนแปลงลดลงทั้งหมดในทั้งสองกรณี

ตารางที่ 4.21 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_θ และ I_α ลดลง โดย k_b และ k_d เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_θ และ I_α เดิมเท่ากับ 327.59 และ 651.63 kg-m ² k_b และ k_d เดิมเท่ากับ 109.8 kN/m	เมื่อค่า I_θ และ I_α ลดลงเป็น 150 และ 400 kg-m ² โดยค่า k_b และ k_d เพิ่มขึ้นเป็น 200 kN/m	เมื่อค่า I_θ และ I_α ลดลงเป็น 150 และ 400 kg-m ² โดยค่า k_b และ k_d ลดลงเป็น 50 kN/m
Body pitch	3.05	3.72	2.87
Body hop	6.39	7.51	6.82
Body roll	7.28	8.54	8.43
Seat hop	8.04	8.24	8.41
Front wheel hop	12.10	13.71	9.21
Rear wheel hop	17.60	17.90	17.90
Front wheel roll	22.40	26.12	19.00
Rear wheel roll	42.24	42.30	42.30

เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ และ I_α โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งแนวหน้า k_b และ k_d แล้วพบว่าทั้งความถี่และแอมพลิจูดในทุกโหมดมีค่าเพิ่มขึ้น ในทางกลับกันเมื่อมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งแนวหน้า k_b และ k_d ก็พบว่าความถี่ในโหมดตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) โหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) มีค่าลดลง ส่วนที่โหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) มีค่าความถี่และแอมพลิจูดลดลง แล้วในโหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) โหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) ตลอดจนความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll)

ตารางที่ 4.22 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้น โดย k_f และ k_h เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เดิมเท่ากับ 327.59 และ 651.63 kg-m ² k_f และ k_h เดิมเท่ากับ 255.8 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้นเป็น 500 และ 800 kg-m ² โดยค่า k_f และ k_h เพิ่มขึ้นเป็น 300 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เพิ่มขึ้นเป็น 500 และ 800 kg-m ² โดยค่า k_f และ k_h ลดลงเป็น 200 kN/m
Body pitch	3.05	3.05	3.05
Body hop	6.39	4.94	4.52
Body roll	7.28	7.31	5.90
Seat hop	8.04	8.04	8.04
Front wheel hop	12.10	12.10	12.10
Rear wheel hop	17.60	17.90	14.47
Front wheel roll	22.40	24.0	24.0
Rear wheel roll	42.24	42.24	39.21

เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_{θ} และ I_{α} โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหนบหลัง k_f และ k_h พบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) มีค่าลดลง ส่วนความถี่ที่โหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหนบหลัง k_f และ k_h พบว่าความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าลดลง ตลอดจนความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) และโหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) ก็มีค่าลดลงด้วย ในส่วนของแอมพลิจูดนั้นมีการเปลี่ยนแปลงลดลงทั้งหมดในทั้งสองกรณี

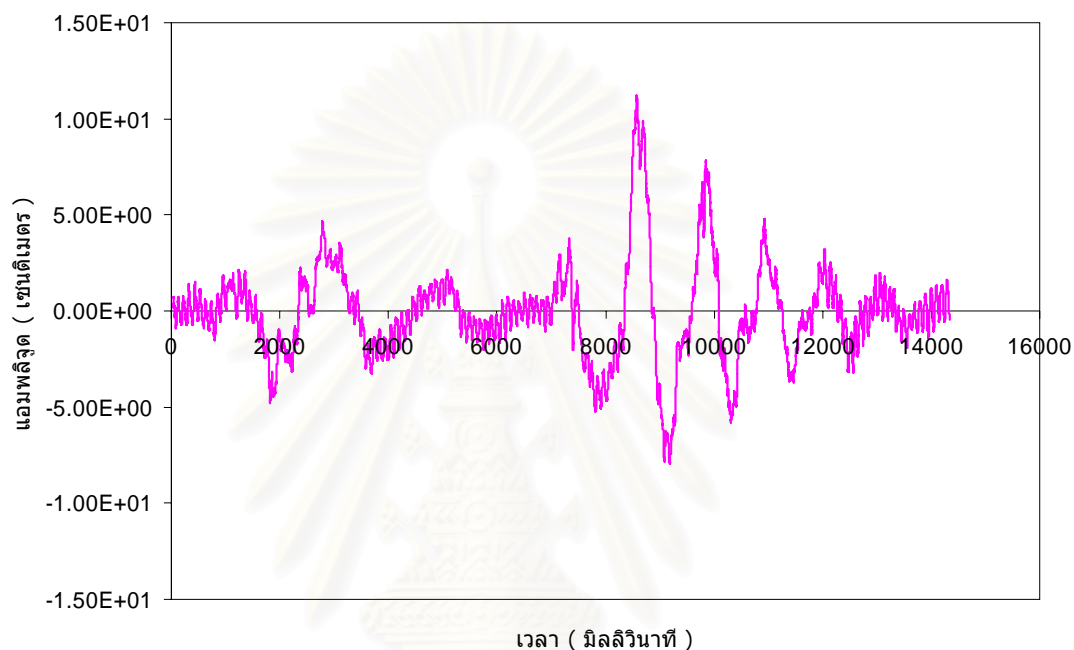
ตารางที่ 4.23 การเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} ลดลง โดย k_f และ k_h เปลี่ยนไป

ความถี่ (Hz)			
ลักษณะการเคลื่อนที่	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} เดิมเท่ากับ 327.59 และ 651.63 kg-m ² k_f และ k_h เดิมเท่ากับ 255.8 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} ลดลงเป็น 150 และ 400 kg-m ² โดยค่า k_f และ k_h เพิ่มขึ้นเป็น 300 kN/m	เมื่อค่า I_{θ} และ I_{α} ลดลงเป็น 150 และ 400 kg-m ² โดยค่า k_f และ k_h ลดลงเป็น 200 kN/m
Body pitch	3.05	3.75	3.05
Body hop	6.39	8.14	7.5
Body roll	7.28	8.16	8.03
Seat hop	8.04	8.75	8.04
Front wheel hop	12.10	12.32	12.10
Rear wheel hop	17.60	18.00	15.04
Front wheel roll	22.40	24.21	24.00
Rear wheel roll	42.24	45.00	39.24

เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_{θ} และ I_{α} โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งแนวหลัง k_f และ k_h แล้วพบว่าทั้งความถี่และแอมพลิจูดในทุกโหมดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งแนวหลัง k_f และ k_h ความถี่ที่โหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนความถี่ที่โหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าลดลง

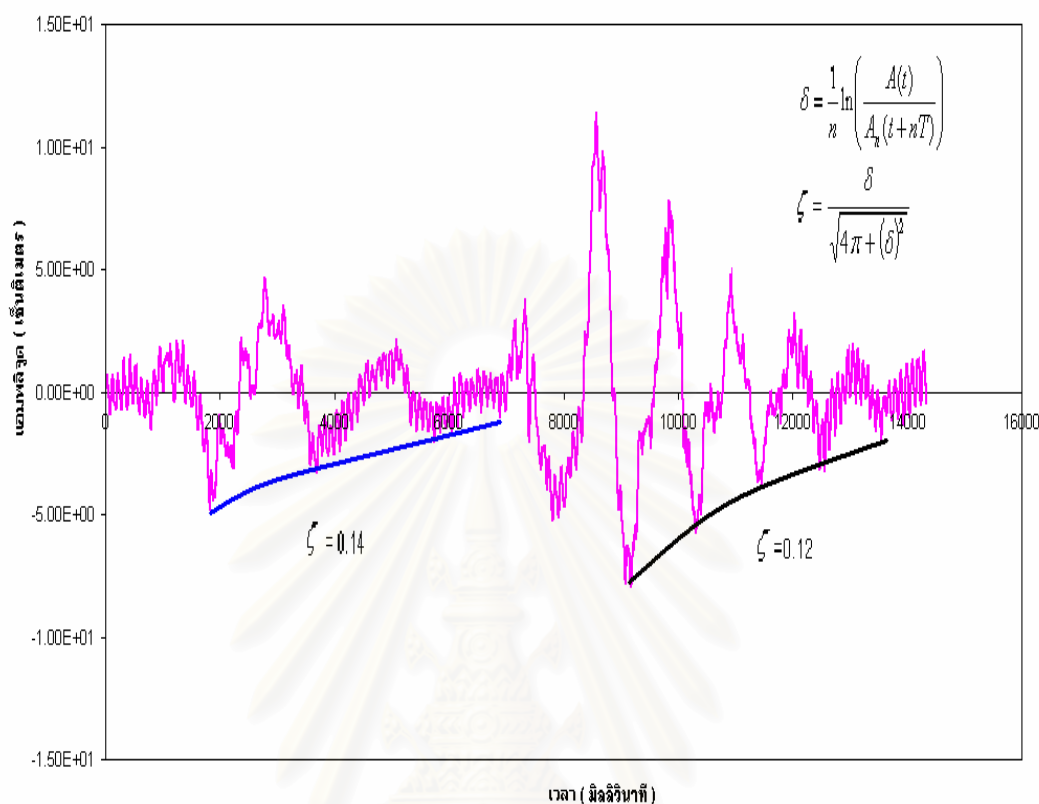
4.7 ผลการทดลองรถยนต์ในการใช้งานจริงด้วยการวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง

เมื่อทำการทดลองด้วยการวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวางโดยเริ่มต้นวัดผลจากตอนที่ล้อหน้าเริ่มเข้าใกล้สิ่งกีดขวาง จนกระทั่งล้อหลังข้ามสิ่งกีดขวางไปแล้ว จากนั้นนำผลมาแสดงเป็นกราฟในโดเมนเวลาได้ดังรูปที่ 4.24 ต่อไปนี้



รูปที่ 4.24 การเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดการสั่นสะเทือนของรถที่สังเกตจาก Accelerometer, Acc1 ที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของกลางตัวรถเมื่อวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง

จากกราฟรูปที่ 4.24 ซึ่งเป็นกราฟที่แสดงการเปลี่ยนแปลงแอมพลิจูดการสั่นสะเทือนของรถที่สังเกตจาก Accelerometer, Acc1 ที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของกลางตัวรถที่วิ่งข้ามสิ่งกีดขวางในโดเมนเวลา จากการที่ล้อหน้าเข้าใกล้สิ่งกีดขวางที่มีมิลลิวินาทีที่ 0 จนกระทั่งล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางไปแล้วที่มีมิลลิวินาทีที่ 14000 สังเกตได้ว่า ที่มีมิลลิวินาทีที่ 2000 ล้อหน้าได้วิ่งข้ามสิ่งกีดขวางสังเกตได้จากแอมพลิจูดที่สูงขึ้น จากนั้นจะพบว่า แอมพลิจูดมีค่าค่อนข้างคงที่ จนกระทั่งมิลลิวินาทีที่ 4000 แอมพลิจูดการสั่นสะเทือนจึงค่อยๆ ลดลง และแอมพลิจูดก็มีค่าสูงขึ้นอีกครั้งหลังจากมิลลิวินาทีที่ 8000 ซึ่งเป็นเวลาที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง จากนั้นแอมพลิจูดการสั่นสะเทือนจึงค่อยๆ ลดลงอย่างต่อเนื่องจนกระทั่งมิลลิวินาทีที่ 14000 ค่าแอมพลิจูดจึงเข้าใกล้ศูนย์

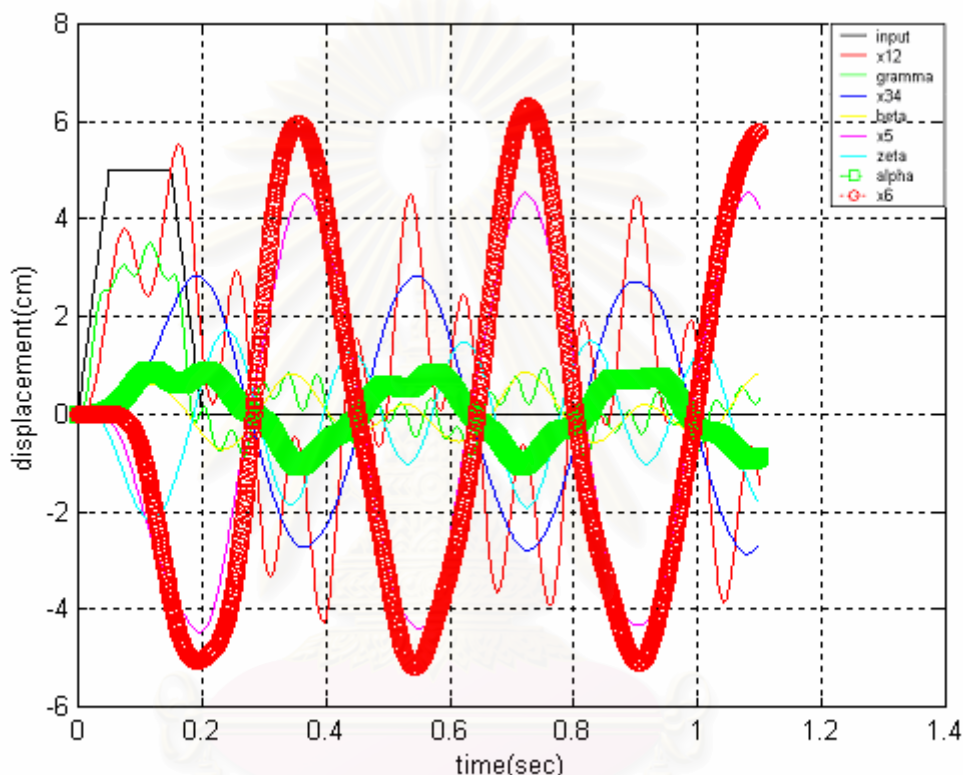


รูปที่ 4.25 ค่าความหน่วงของรถเมื่อวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางที่สังเกตจาก Accelerometer ตำแหน่งตรงกลางตัวรถ

กราฟรูปที่ 4.25 นี้จะทำให้ได้ค่าอัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio , ζ) ของการสั่นสะเทือนของรถ 2 ช่วง คือ ช่วงที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมี ζ เท่ากับ 0.14 และช่วงที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมี ζ เท่ากับ 0.12 ซึ่งวิธีการคำนวณดูได้จาก ภาคผนวก ง. และยังสามารถเห็นว่าแอมพลิจูดช่วงที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางมีค่าต่ำกว่าช่วงที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง จากข้อมูลดังกล่าวมานี้จึงบอกได้ว่า การสลายการสั่นสะเทือนในชุดกันสะเทือนล้อหน้าทำงานได้ดีกว่าชุดกันสะเทือนล้อหลัง

หากพิจารณาค่าความถี่ที่เกิดขึ้นในการวิ่งจริงในรูปที่ 4.25 แล้วพบว่า ช่วงที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมีค่าความถี่ 0.56Hz และช่วงที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมีค่าความถี่ 0.83Hz ซึ่งมีความเป็นไปได้ว่า เมื่อรถวิ่งจริงแล้วค่าทางกายภาพต่างๆของรถจะมีอิทธิพลต่อกันทำให้ความถี่มีค่าต่ำเมื่อพิจารณาโดยภาพรวม ในขณะที่ความถี่ภายในซึ่งเป็นความถี่ระดับที่สูงขึ้นไป (Higher order) นั้นมีค่าเท่ากับ 7.81Hz

และถ้าหากดูจากผลการทดลองในรูปที่ 4.25 แล้วจะพบอีกว่าจะมีอัตราหว่งเกิดขึ้น เพราะว่าคุณสมบัติที่มีอยู่จริงในทุกชิ้นส่วนของรถ แต่ในการคำนวณที่ผ่านมาไม่ได้คำนึงถึงความหว่งที่เกิดขึ้น ซึ่งถ้าหากจะนำค่าความหว่งมาพิจารณาด้วยแล้วเปรียบเทียบกับกรณีไม่นำค่าความหว่งมาพิจารณา โดยใช้โปรแกรม Matlab 6.5 ในการคำนวณแล้ว จะปรากฏผลดังกราฟรูปที่ 4.26 ถึงรูปที่ 4.29 ต่อไปนี้

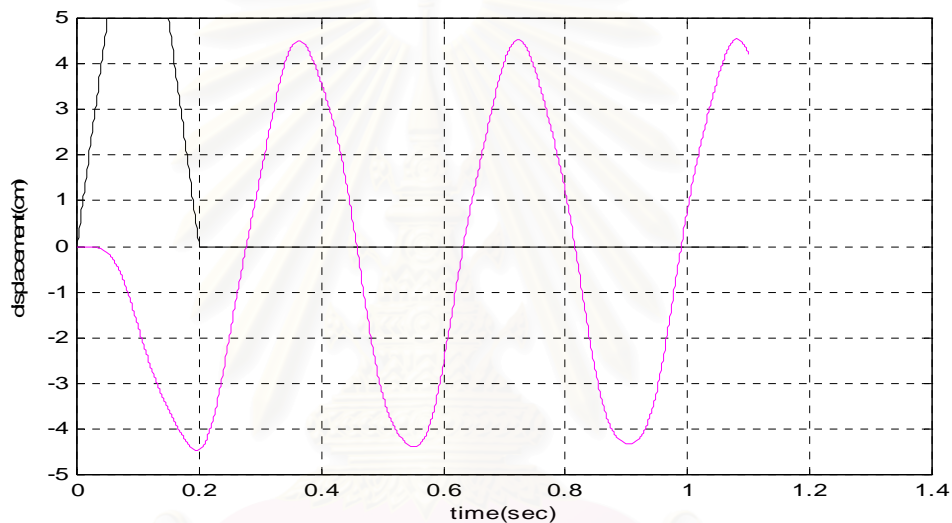


รูปที่ 4.26 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อจำลองอินพุตเป็น step function ของการ
สั่นสะเทือนทั้ง 8 โหมด

จากกราฟรูปที่ 4.26 จะเห็นได้ว่าเมื่อรถยนต์ถูกจำลองให้วิ่งข้ามสิ่งกีดขวางแล้วจะทำให้เกิดโหมดการสั่นสะเทือนในโดเมนเวลาโดยแต่ละโหมดจะมีแอมพลิจูดการสั่นที่แตกต่างกันไป โดยพบว่าโหมดชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} กับโหมดชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ เกิดการเปลี่ยนแปลงการสั่นที่เกิดจากความถี่หลายค่า สังเกตได้จากแต่ละช่วงคาบการสั่นจะมีหลายๆแอมพลิจูดเกิดขึ้น ทั้งนี้สาเหตุเนื่องมาจากความเป็นมวดต่อเนื่องของล้อและชุดเพลาล้อ จึงเป็นไปได้ที่ความถี่อื่นๆของล้อและชุดเพลาล้อที่ไม่ได้สนใจเกิดขึ้นมารบกวนได้ นอกจากนี้แล้วยังพบกรณีดังกล่าวในโหมดชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง

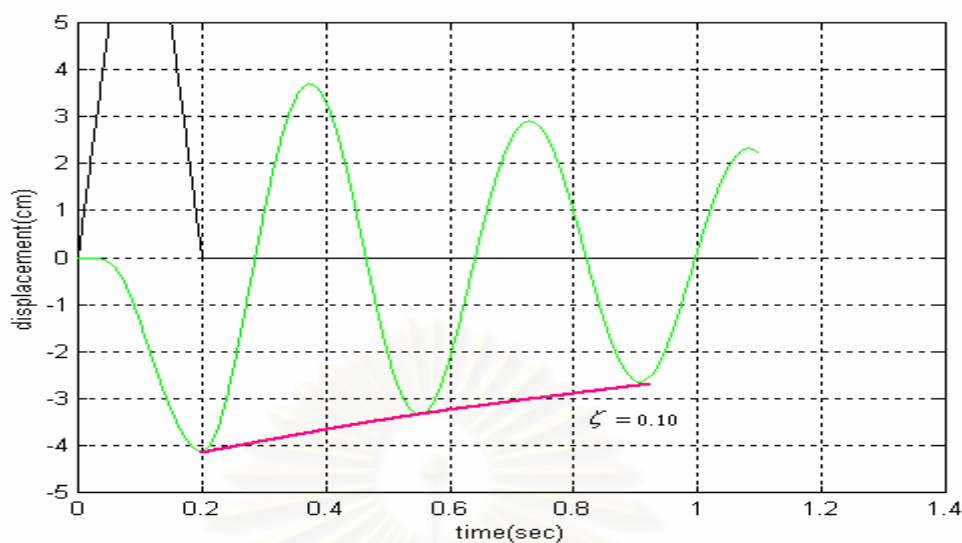
(Rear wheel hop) x_{34} และโหมดชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β อีกด้วย และยังสังเกตได้ว่าโหมดตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 และโหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 มีค่าแอมพลิจูดสูง โดยเฉพาะกรณีของโหมดเบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 สามารถอธิบายได้ว่ามีสาเหตุมาจากการที่มวลของเบาะนั่งมีขนาดเล็กมากเมื่อเทียบกับมวลของตัวรถ เมื่อรถยนต์ทั้งคันเกิดการสั่น เบาะนั่งจึงเปรียบเสมือนว่าสั่นอยู่บนพื้นผิวแข็งอันหนึ่ง

และเมื่อแยกกราฟที่แสดงเฉพาะโหมดการสั่นขึ้น-ลงของตัวรถมาพิจารณาจะพบว่ามี การเปลี่ยนแปลงดังกราฟรูปที่ 4.27 ต่อไปนี้

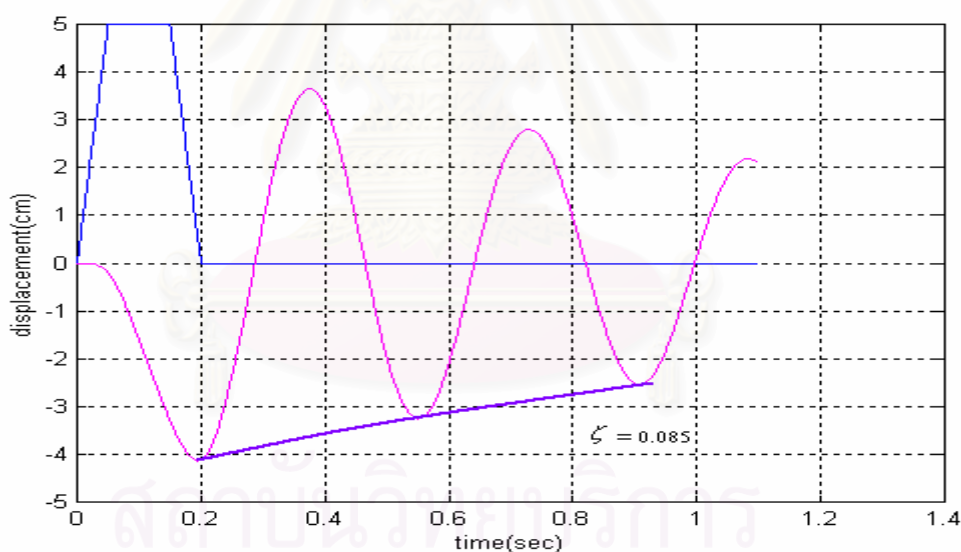


รูปที่ 4.27 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อไม่คำนึงถึงความหน่วงของยางล้อ
สังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ

เมื่อไม่คำนึงถึงความหน่วงของยางล้อโดยการสังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถพบว่า แอมพลิจูดการสั่นค่อนข้างคงที่ในช่วงเวลา 1 วินาที หลังจากนั้นได้ทำการคำนวณผลเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อ ซึ่งพบการเปลี่ยนแปลงดังกราฟรูปที่ 4.28 ถึงรูปที่ 4.29 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.28 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อหน้า
สังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ

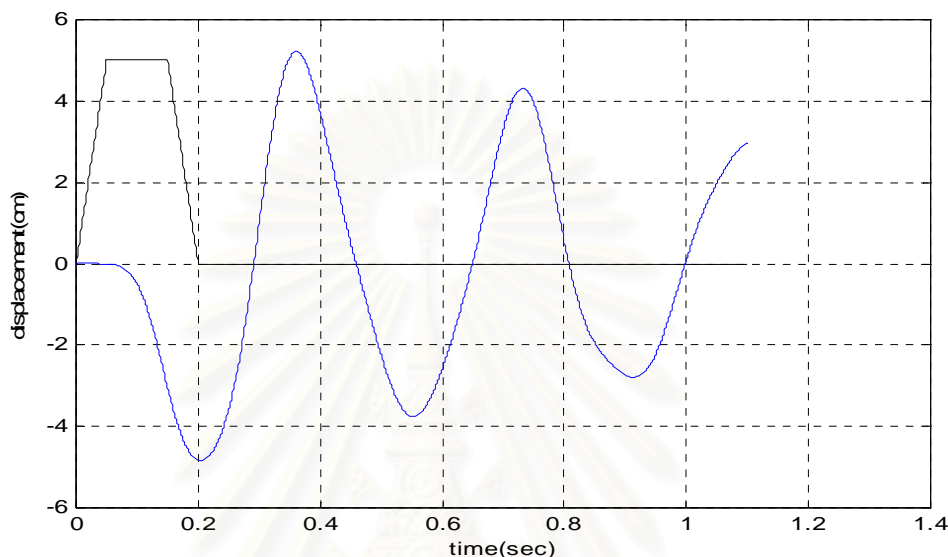


รูปที่ 4.29 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อหลัง
สังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของตัวรถ

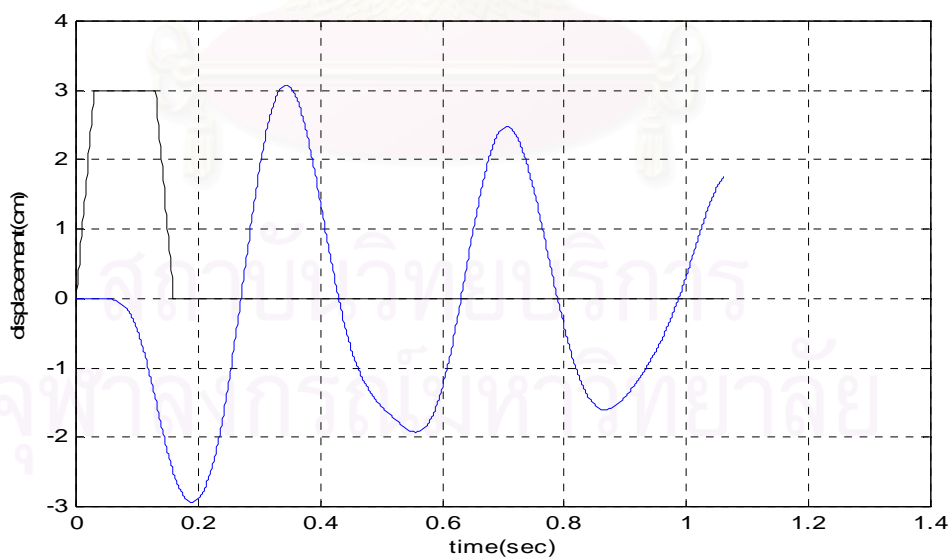
เปรียบเทียบกราฟรูปที่ 4.28 และรูปที่ 4.29 จากการคำนวณกับกราฟรูปที่ 4.25 จากการทดลองพบว่าแนวทางการเปลี่ยนแปลงมีลักษณะคล้ายกัน กล่าวคือแนวโน้มของอัตราหน่วงใกล้เคียงกันและที่อัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio , ζ) ของการสั่นสะเทือนของรถ 2 ช่วง คือ ช่วงที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมี ζ เท่ากับ 0.10 และช่วงที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางจะมี ζ เท่ากับ 0.085 และยังสังเกตเห็นว่าแอมพลิจูดช่วงที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางมีค่าต่ำกว่า

ช่วงที่ล้อยหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางเพียงเล็กน้อยเท่านั้น จากข้อมูลที่กำลังกล่าวมานี้จึงบอกได้ว่า การสลายการสั่นสะท้อนในชุดกันสะท้อนล้อยหน้าทำงานได้ดีกว่าชุดกันสะท้อนล้อยหลังเช่นกัน

หากพิจารณาถึงผลการสั่นที่มีต่อคนขับในขณะที่รถวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง โดยพิจารณาการเคลื่อนที่เฉพาะการสั่นขึ้น - ลงของเบาะนั่งนั้นแสดงได้ดังรูปที่ 4.30 ถึงรูปที่ 4.31 ต่อไปนี้



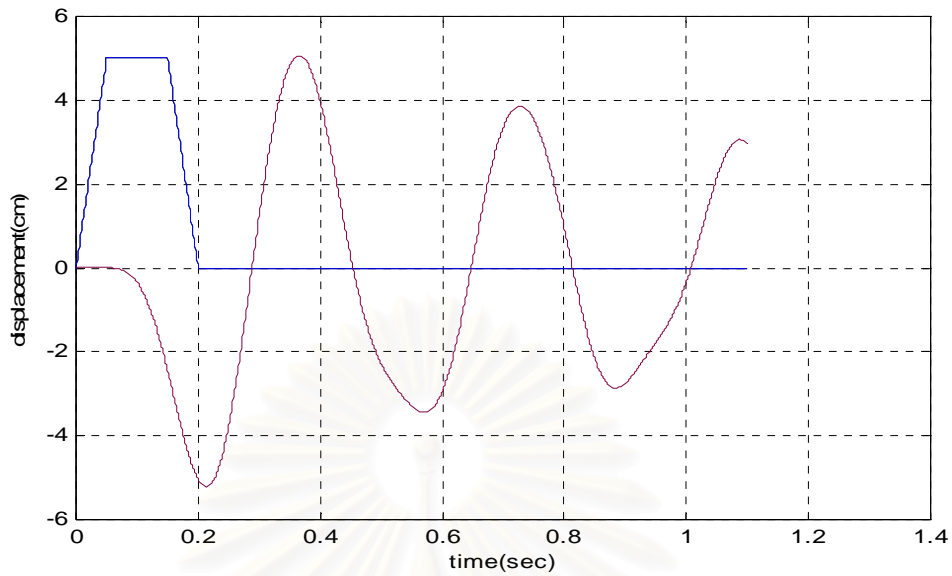
A. ความสูงของสิ่งกีดขวาง 5 เซนติเมตร



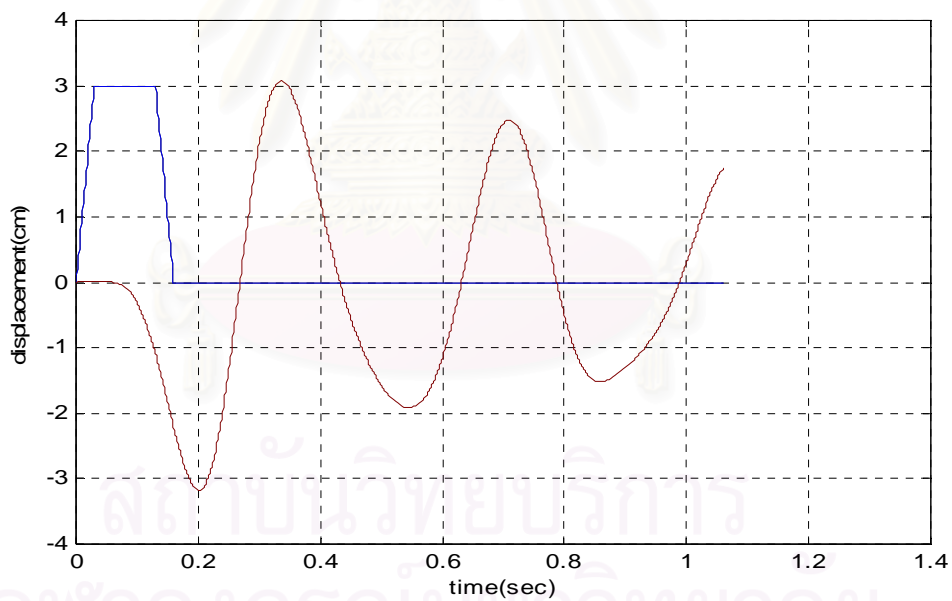
B. ความสูงของสิ่งกีดขวาง 3 เซนติเมตร

รูปที่ 4.30 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อยหน้า

สังเกตที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของเบาะนั่ง



A. ความสูงของสิ่งกีดขวาง 5 เซนติเมตร



B. ความสูงของสิ่งกีดขวาง 3 เซนติเมตร

รูปที่ 4.31 การเปลี่ยนแปลงในโดเมนเวลาเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อหลัง
 สิ่งกีดขวางที่ตำแหน่งการเคลื่อนที่ขึ้น-ลงของเบาะนั่ง

จากกราฟรูปที่ 4.30 และรูปที่ 4.31 จะเห็นได้ว่าการสั่นทั้งในกรณีของช่วงที่ล้อยหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง และช่วงที่ล้อยหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวางเมื่อคำนึงถึงความหน่วงของยางล้อยนั้น แสดงให้เห็นว่าการสั่นสะเทือนเมื่อรถวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางมีผลต่อคนขับตามขนาดความสูงของสิ่งกีดขวาง ถ้าสิ่งกีดขวางมีความสูงมากการสั่นขึ้น - ลงของคนขับจะมากตาม ในขณะที่สิ่งกีดขวางมีความสูงน้อยการสั่นขึ้น - ลงของคนขับก็จะมีค่าน้อยตามเช่นกัน แต่การสั่นนี้จะถูกสลายด้วยความหน่วงของทั้งสองกรณีดังกราฟที่มีแอมพลิจูดลดลงที่แสดงในกราฟรูปที่ 4.30 และรูปที่ 4.31 ที่กล่าวมาแล้ว

โดยทั่วไปแล้วการสั่นของเบาะนั่งจะมีค่าความถี่ของการสั่นในช่วง 4.00 - 12.00 Hz[7] และหากพิจารณาถึงความถี่ธรรมชาติของร่างกายมนุษย์โดยรวมจะอยู่ในช่วง 4.00 - 8.00 Hz[7] การสั่นในช่วงความถี่นี้จะมีผลทำให้เกิดความไม่สบายในการขับขี่ โดยค่าความถี่ที่เหมาะสมที่ทำให้เกิดความสบายในการขับขี่จะอยู่ที่ช่วง 1.00 - 4.00 Hz ค่าความถี่ที่ต่ำกว่า 1.00 Hz จะทำให้คนขับเกิดอาการวิงเวียนได้ ส่วนค่าความถี่ที่สูงกว่า 12.00 Hz อาจทำให้คนขับได้รับอันตรายจากการสั่นนั้นได้[7] ซึ่งในกราฟรูปที่ 4.28 และรูปที่ 4.29 พบว่าการสั่นของเบาะนั่งจะมีค่าความถี่ 2.86 Hz สำหรับกรณีของช่วงที่ล้อยหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง และค่าความถี่ 2.90 Hz สำหรับกรณีของช่วงที่ล้อยหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง ผลที่ได้จากการทดลองจะเห็นว่าค่าความถี่ที่เกิดขึ้นอยู่ในช่วง 1.00 - 4.00 Hz ดังนั้นรถที่ทำการทดลองนี้จึงเป็นรถที่ทำให้เกิดความสบายในการขับขี่ได้อย่างเหมาะสม

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

สรุปผลการวิจัย

ผลจากการศึกษาวิจัยนี้ สามารถสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของรถบรรทุกเล็กได้ เป็น 8 ระดับความเร็ว และได้ศึกษาการสั่นสะเทือนของรถบรรทุกเล็กในสภาพการวิ่งงานจริงและวิเคราะห์ผลของการสั่นสะเทือนนั้นสรุปได้ว่า เมื่อศึกษาตามแนวทางทฤษฎีปรากฏว่า การสั่นสะเทือนของรถเกิดในโคออดิเนตกายภาพที่ความถี่ดังต่อไปนี้ ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) θ ที่ความถี่ 3.05 Hz ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 ที่ความถี่ 6.39 Hz ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) α ที่ความถี่ 7.28 Hz เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 ที่ความถี่ 8.04 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} ที่ความถี่ 12.10 Hz ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) x_{34} ที่ความถี่ 17.60 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ ที่ความถี่ 22.40 Hz ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β ที่ความถี่ 42.24 Hz

และเมื่อศึกษาตามแนวทางการทดลองปรากฏว่า การสั่นสะเทือนของรถเกิดในโคออดิเนตกายภาพที่ความถี่ดังต่อไปนี้ ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) θ ที่ความถี่ 4.75 Hz ตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Body hop) x_5 ที่ความถี่ 6.25 Hz ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) α ที่ความถี่ 6.88 Hz เบาะนั่งเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Seat hop) x_6 ที่ความถี่ 8.00 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Front wheel hop) x_{12} ที่ความถี่ 12.70 Hz ชุดเพลาล้อหลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) x_{34} ที่ความถี่ 17.50 Hz ชุดเพลาล้อหน้าเอียงซ้าย-ขวา (Front wheel roll) γ ที่ความถี่ 22.70 Hz ชุดเพลาล้อหลังเอียงซ้าย-ขวา (Rear wheel roll) β ที่ความถี่ 41.40 Hz

เมื่อเปรียบเทียบการศึกษาตามแนวทางการทดลองกับการศึกษาตามแนวทางทฤษฎีแล้ว พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นในแต่ละโหมดส่วนใหญ่เป็นค่าที่ยอมรับได้ โดยส่วนใหญ่จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.50 % ถึง 5.81 % แต่จะมีอยู่ค่าหนึ่งคือ การสั่นสะเทือนของรถในโหมดที่ตัวรถโยกหน้า-หลัง (Body pitch) จะมีค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นค่อนข้างสูงถึง 35.76% ทั้งนี้จะเป็นผลมาจากเป็นช่วงความถี่ต่ำที่สามารถเกิดการรบกวนจากสิ่งแวดล้อมในขณะทดลองและการพิจารณาชิ้นส่วนของรถยนต์ให้เป็นระบบที่มีความต่อเนื่อง (Continuous system) ซึ่งจะสามารถลดค่าความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นได้ หากลดภาวะการรบกวนเหล่านั้นออกไป

เมื่อนำลักษณะการสั่นที่ได้จากการวิเคราะห์ไปปรับปรุงและแก้ไขโครงสร้างหรือชิ้นส่วนของรถบรรทุกเล็ก เพื่อลดการสั่นสะเทือนแล้วสรุปได้ว่า วิธีการที่ใช้จะสามารถลดค่าความถี่ของ

การสั่นสะเทือนของแต่ละโหมดการสั่น โดยจะพบว่า การลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของ แหนบหน้า ซึ่งจะมีผลทำให้ความถี่ที่โหมดการสั่นของตัวรถเคลื่อนที่ขึ้น-ลง(Body hop)และโหมด ตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) มีค่าลดลง แต่ก็จะมีผลกระทบเพียงเล็กน้อยต่อโหมดชุดเพลาล้อ หลังเคลื่อนที่ขึ้น-ลง (Rear wheel hop) และโหมดตัวรถเอียงซ้าย-ขวา (Body roll) ดังนั้นหาก ต้องการลดค่าความถี่ของการสั่นสะเทือนของโหมดใดก็สามารถทำการลดค่าสัมประสิทธิ์ความ แข็งแกร่งของวัสดุที่มีหน้าที่เป็นสปริงที่รองรับการสั่นของโหมดนั้นได้

ในกรณีของการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวางนั้น การเปลี่ยนแปลงการสั่นสะเทือนของรถที่ วิ่งข้ามสิ่งกีดขวางเกิดขึ้นสองช่วงคือ ช่วงที่ล้อหน้าวิ่งข้ามสิ่งกีดขวาง และช่วงที่ล้อหลังวิ่งข้ามสิ่ง กีดขวาง ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับผลจากการคำนวณที่นำเอาผลของความหน่วงจากยางล้อมา พิจารณา โดยจะมีช่วงที่ล้อหน้าวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางและช่วงที่ล้อหลังวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางเช่นกัน พบว่าแนวทางการเปลี่ยนแปลงมีลักษณะคล้ายกัน ผลจากการเปรียบเทียบค่า ζ สรุปได้ว่า การ สลายการสั่นสะเทือนในชุดกันสะเทือนล้อหน้าทำงานได้ดีกว่าชุดกันสะเทือนล้อหลัง

และเมื่อพิจารณาผลการวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวางที่เกิดขึ้นทั้งสองช่วงที่มีต่อคนขับพบว่า การ สั่นสะเทือนเมื่อรถวิ่งข้ามสิ่งกีดขวางมีผลต่อคนขับตามขนาดความสูงของสิ่งกีดขวาง แต่การสั่นนี้ จะถูกสลายด้วยความหน่วงของทั้งสองกรณี ซึ่งหากพิจารณาถึงค่าความถี่การสั่นที่ทำให้เกิดความ สบายในการขับขี่แล้วจะเห็นว่าควรต้องมีค่าการสั่นของเบาะนั่งอยู่ในช่วง 1.00 – 4.00 Hz ซึ่งใน การทดลองนี้การสั่นของเบาะนั่งมีค่าความถี่ในช่วงที่ทำให้เกิดความสบายในการขับขี่ได้อย่าง เหมาะสม

อภิปรายผลการวิจัย

ผลที่ได้จากการวิจัยพบว่า ค่าที่เกิดจากแนวทางทฤษฎีกับค่าที่ได้จากแนวทางการทดลอง นั้นมีค่าใกล้เคียงกัน จะมีความคลาดเคลื่อนไปบ้างในบางส่วน ทั้งนี้เพราะปัจจัยที่เกิดจากสภาวะ ที่ทดลองนั้นมีการถูกรบกวนจากสิ่งแวดล้อมในสถานที่ทดลอง ซึ่งสามารถจำแนกได้ด้วยการ เปลี่ยนเฟส ± 90 องศาที่เรโซแนนซ์ และการพิจารณาชิ้นส่วนของรถยนต์ให้เป็นระบบที่มีความ ต่อเนื่อง ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดค่าความถี่ที่โหมดที่สูงขึ้นไป(Higher mode) ซึ่งต้องใช้เวลาจากการ คำนวณมาช่วยพิจารณาจำแนกค่าความถี่ที่โหมดที่สูงขึ้นไปเหล่านี้

เมื่อนำลักษณะการสั่นที่ได้จากการวิเคราะห์ไปปรับปรุงและแก้ไขโครงสร้างหรือชิ้นส่วน ของรถบรรทุกเล็กเพื่อลดการสั่นสะเทือนแล้วพบว่า การลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของวัสดุที่ มีหน้าที่เป็นสปริงที่รองรับการสั่นของโหมดหนึ่งๆ จะมีผลต่อการลดความถี่ของการสั่นสะเทือนของ

โหมดอื่นเพียงเล็กน้อย ส่วนกรณีของแอมพลิจูดการสั่นนั้นสามารถปรับลดได้ด้วยการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของแต่ละตำแหน่งที่ทำหน้าที่เป็นตัวหน่วงการสั่นที่ต้องการลดแอมพลิจูดการสั่นของมวลนั้นๆได้ และจะเห็นได้ว่าการใช้วิธีการโมเดลโมเดลจะสามารถช่วยทำนายนการเปลี่ยนแปลงความถี่และแอมพลิจูดการสั่นสะท้อนเมื่อทำการปรับลดค่าคุณสมบัติทางกายภาพของรถยนต์ได้โดยไม่จำเป็นต้องแก้ปัญหา Simultaneous จึงทำให้ง่ายและประหยัดเวลา

ข้อเสนอแนะ

จากการศึกษาวิจัยพบว่ายังมีปัจจัยหลายอย่างที่มีผลกระทบต่อการสั่นสะท้อนของรถทั้งปัจจัยภายนอกอันได้แก่สิ่งแวดล้อมในการทดลอง และปัจจัยภายในตัวรถได้แก่ชิ้นส่วนที่ให้ความสั่นใจน้อยในเรื่องของคุณสมบัติของวัสดุในแง่ของการสั่นทั้งทางด้านความเป็นสปริง และความหน่วงของวัสดุที่เป็นเป็นชิ้นส่วนของรถ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่จะเพิ่มความสะดกสบายในการขับขี่ สิ่งที่น่าสนใจอย่างหนึ่งก็คือผลการสั่นสะท้อนจากพวงมาลัยที่ส่งผ่านมายังคนขับและผลการสั่นของเครื่องยนต์ ซึ่งเป็นเรื่องที่ควรศึกษาและให้ความสนใจต่อไปอย่างยิ่ง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รายการอ้างอิง

1. บัญชา คังตระกุล, ปานเพชร ชินินทร และ ยงยศ จินารักษ์. กลศาสตร์ยานยนต์. กรุงเทพมหานคร. ซีเอ็ดยูเคชั่น: 2532.
2. C. Moon Francis. Applied Dynamics. New York. John Wiley & Sons: 1998.
3. Edward Shigley Joseph and Joseph Uicker JR. John. Theory Of Machines And Mechanisms(2nd ed.). New York. McGraw-Hill: 1995.
4. Edward Shigley Joseph and R. Mischke Charles. Mechanical Engineering Design(5th ed.). New York. McGraw-Hill: 1989.
5. H. Crouse William and L. Anglin Donald. Automotive Mechanics(10th ed.). New York. Macmillan/McGraw-Hill: 1993.
6. J. Inman Daneil. Engineering Vibration(2nd ed.). New Jersey. Prentice Hall: 2001.
7. S. Braun, D. Ewins and S.S. Rao. Encyclopedia of vibration. London. Academic Press: 2001.
8. S. Rao Singiresu. Mechanical Vibrations(3rd ed.). Massachusetts Addison-Wesley. Reading: 1995.
9. T. Thomson William. Theory Of Vibration With Applications(4th ed.). New Jersey. Prentice Hall: 1993.

10. ฤทธิกิติ์ ประไพพิชิต. การศึกษาแบบจำลองการสั่นสะเทือนของรถยนต์ด้วยวิธีการวิเคราะห์โมดัลเชิงการทดลอง. คณะวิศวกรรมศาสตร์. จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย: 2545.
11. T. Dahlberg. An optimized speed-controlled suspension of a 2-DOF vehicle travelling on a randomly profiled road(vol.62(4)pp.541-546). Journal of sound and vibration: 1978.
12. S. C. Sinha, C. C. Chou; H. H. Denman. Stability analysis of systems with periodic coefficients: An approximate approach(vol. 64(4) pp.515-527). Journal of sound and vibration: 1978.
13. M. S. Hundal. Effect of damping on impact response of a two degrees of freedom system(vol. 68(3)pp.407-412). Journal of sound and vibration: 1979.
14. G. Lindgren. Jumps and bumps on random roads(vol.78(3)pp.383-395). Journal of sound and vibration: 1980.
15. Mizuguchi Masaaki, Chikamori Sunao, Suda Takavoshi and Kobayashi Kazuyoshi. Rapid suspension changes improve ride quality(pp.61-65). March. Automotive Engineering Journal: 1984.
16. Scott David; Yamaguchi Jack. Self-stabilizing suspension(pp.73-77). November. Automotive Engineering Journal: 1985.
17. I. Ravin Eugene. Primer on engine mounts(pp.77-88). February. Automotive Engineering Journal: 1986.

18. L. Broge Jean. Passive, reactive suspension systems. http://www.sae.org/techbriefs_03-00/10.htm: 2000.



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

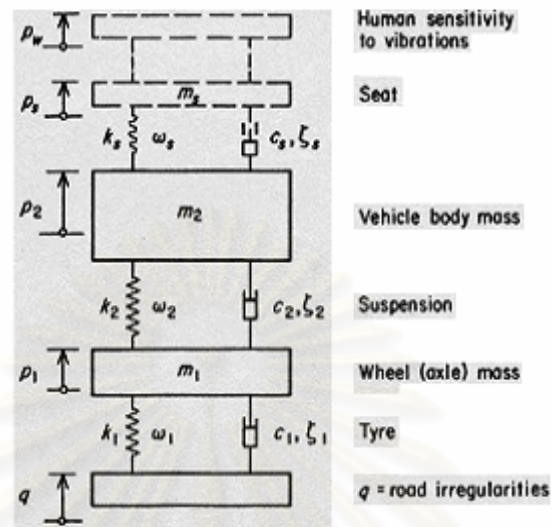
ภาคผนวก ก.

ตารางที่ 1. ก. ขั้นตอนการดำเนินการทดลองการวัดการสั่นสะเทือนของรถบรรทุกเล็ก

แนวทางการดำเนินการ		ระยะเวลาดำเนินการ (สัปดาห์)
1.แนวทางเชิงการทดลอง	2.แนวทางเชิงทฤษฎี	
<p>1. แยกมวลของส่วนประกอบต่างๆเป็น 4ส่วน ได้แก่</p> <p>1.1 มวลของล้อและเพลาน้ำ</p> <p>1.2 มวลของล้อและเพลาลัง</p> <p>1.3 มวลของเบาะนั่ง</p> <p>1.4 มวลของโครงรถและตัวถัง</p>		1
<p>2. วัดจุดศูนย์กลางมวลของส่วนประกอบ ดังนี้</p> <p>2.1 จุดศูนย์กลางมวลของล้อและเพลาน้ำ</p> <p>2.2 จุดศูนย์กลางมวลของล้อและเพลาลัง</p> <p>2.3 จุดศูนย์กลางมวลของเบาะนั่ง</p> <p>2.4 จุดศูนย์กลางมวลของโครงรถและตัวถัง</p>		2
<p>3. วัดการสั่นสะเทือนของรถในสภาวะที่รถได้รับแรงกระทำที่จุดใดๆ</p> <p>3.1 จัดชุดอุปกรณ์ pulse analyzer ให้อยู่ในตำแหน่งที่เหมาะสมในการวัด</p>	<p>3. วัดมวลของส่วนประกอบต่างๆ ได้แก่</p> <p>3.1 มวลของล้อและเพลาน้ำ</p>	

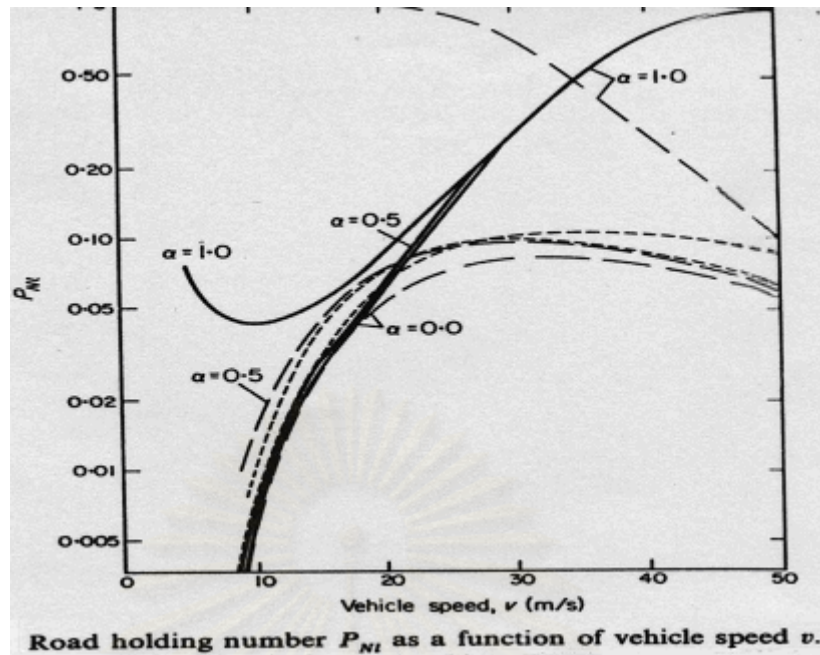
<p>3.2 ติดตั้ง Accelerometer ตามตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลที่หาได้จากในข้อ 2.</p> <p>3.3 ให้แรงกระทำที่จุดใด ๆ กับตัวรถ</p> <p>3.4 ปรับค่าการบันทึกของอุปกรณ์ pulse analyzer แล้วบันทึกค่าผลการทดลองที่เกิดขึ้น</p>	<p>3.2 มวลของล้อและเพลาลัง</p> <p>3.3 มวลของเบาะนั่ง</p> <p>3.4 มวลของโครงรถและตัวถัง</p>	<p>3</p>
<p>4. วัดการสั่นสะเทือนของรถในสภาวะที่รถใช้งานจริง</p> <p>4.1 จัดชุดอุปกรณ์ pulse analyzer ให้อยู่ในตำแหน่งที่เหมาะสมในการวัด</p> <p>4.2 ติดตั้ง Accelerometer ตามตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลที่หาได้จากในข้อ 2.</p> <p>4.3 ให้รถขับเคลื่อนตัวตามถนน</p> <p>4.4 ปรับค่าการบันทึกของอุปกรณ์ pulse analyzer แล้วบันทึกค่าผลการทดลองที่เกิดขึ้น</p>	<p>4. วัดค่าความแข็งของสปริง</p> <p>ค่าความหน่วงของส่วนประกอบ ดังนี้</p> <p>4.1 ชุดสปริงและใช้ค้ำพของล้อหน้า</p> <p>4.2 ชุดสปริงและใช้ค้ำพของล้อหลัง</p> <p>4.3 ชุดสปริงและใช้ค้ำพของเบาะนั่ง</p> <p>4.4 ยางล้อรถทั้ง 4 ล้อ</p>	<p>3</p>

ภาคผนวก ข.



รูปที่ 1. แบบจำลองรถยนต์สองระดับความถี่ประกอบบทความที่ 1 (T. Dahlberg)

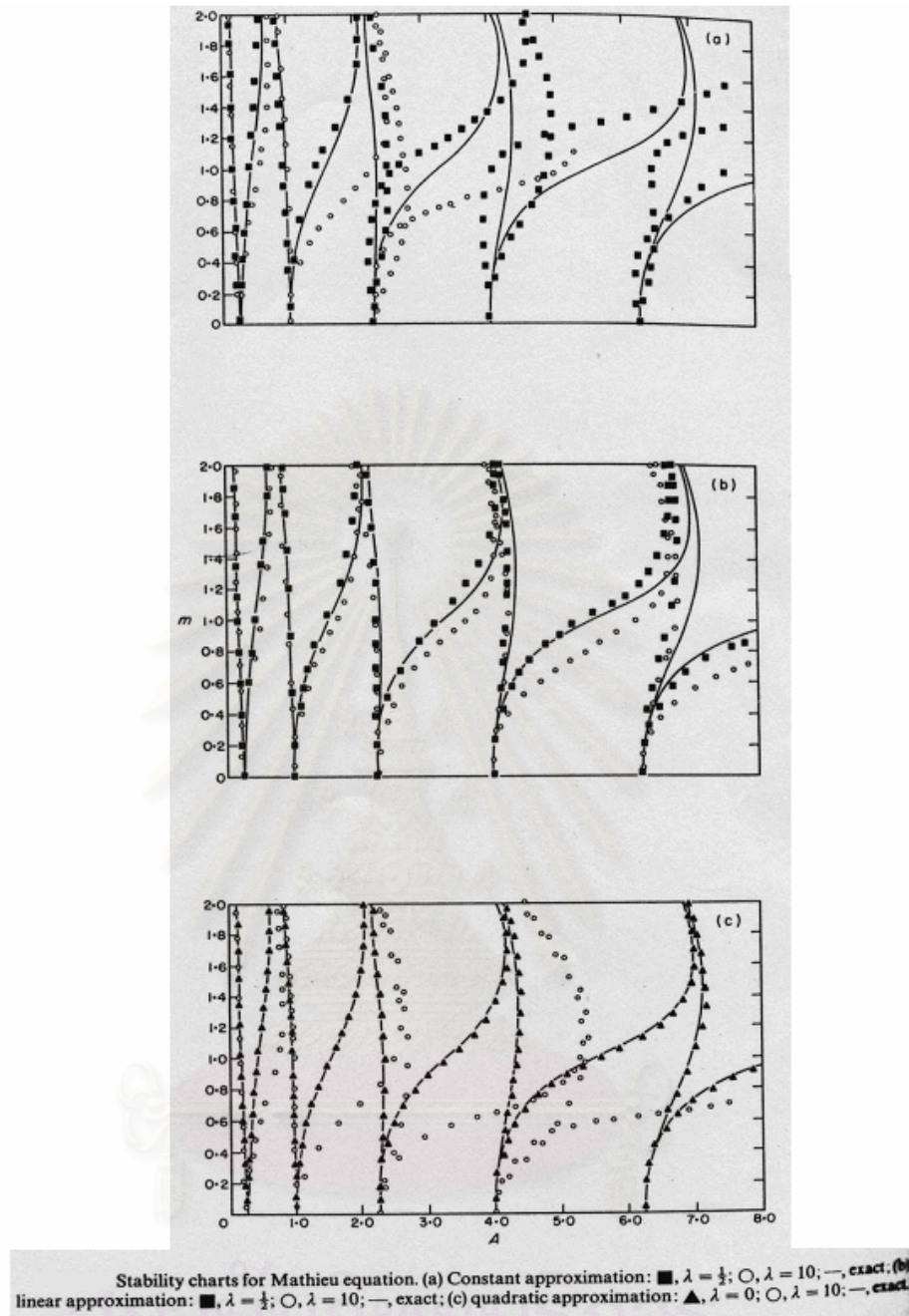
จากรูปเป็นการแสดงแบบจำลองรถยนต์สองระดับความถี่ประกอบด้วยมวล m_1 และ m_2 โดยมีการจำลองอินพุตเป็นพื้นผิวที่มีการเคลื่อนที่ในทิศทาง q จากนั้นจึงวิเคราะห์การสั่นของเบาะ และการตอบสนองต่อการสั่นสะเทือนที่ตัวคนนั่งรถยนต์



รูปที่ 2. การยึดเกาะถนนต่อค่าความเร็วของรถยนต์ประกอบบทความที่ 1 (T. Dahlberg)

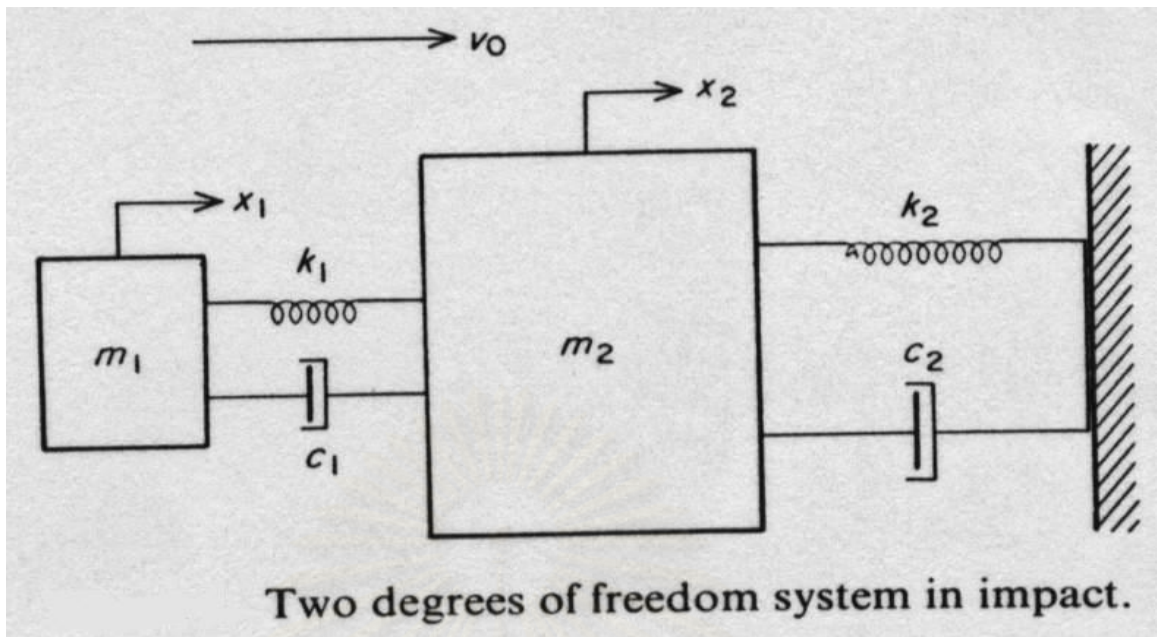
จากรูปเป็นกราฟแสดงการยึดเกาะถนนต่อค่าความเร็วของรถยนต์โดยแสดงผลของการเปลี่ยนแปลงค่า α เท่ากับ 0.0 , 0.5 และ 1.0 ซึ่งการศึกษาได้แยกการพิจารณาออกเป็น 3 กรณี คือ กรณีที่เป็นเส้นประสั้น เส้นประยาว และเส้นทึบ การบรรจบกันของเส้นประเภทเดียวกันที่ค่าความเร็วใด ก็แสดงว่าค่าความเร็วนั้นเป็นค่าการขับขี่ที่สะดวกสบายที่สุด

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3. การเบี่ยงเบนของค่าเสถียรภาพของรายนต์จากค่าแม่นยำ(Exact) ของค่าที่ได้จากการประเมินจากวิธีการประมาณค่าประกอบบทความที่ 2 (S. C. Sinha, C. C. Chou และ H. H. Denman)

จากรูปเป็นการแสดงการเบี่ยงเบนของค่าเสถียรภาพของรายนต์จากค่าแม่นยำ(Exact) ของค่าที่ได้จากการประเมินจากวิธีการประมาณค่าทั้ง 3 แบบคือ Constant approximation Linear approximation และ Quadratic approximation



รูปที่ 4. แบบจำลองการเคลื่อนที่ 2 ระดับความเร็ว ประกอบบทความที่ 3 (M. S. Hundal)

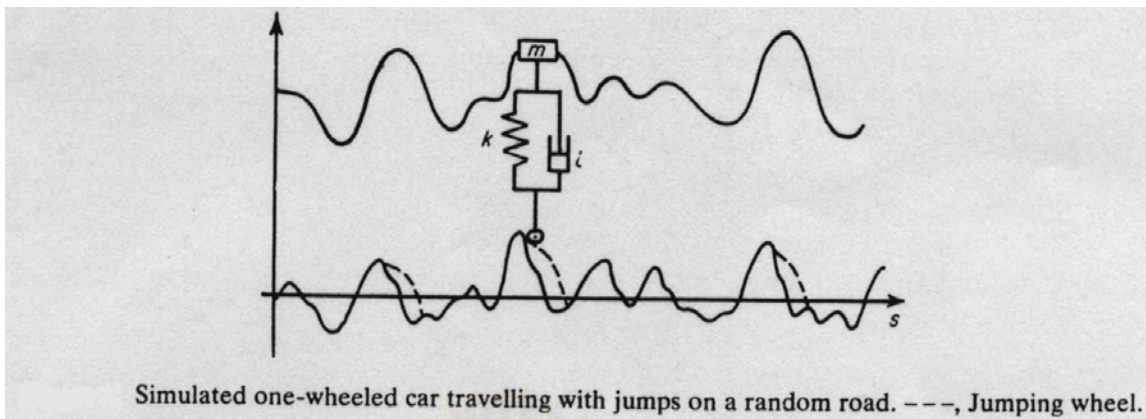
จากรูปเป็นการแสดงแบบจำลองการเคลื่อนที่ 2 ระดับความเร็ว โดยจะทำการศึกษาผลกระทบของการสั่นสะเทือนของมวล m_2 ที่มีต่อมวล m_1

TABLE 1
Values of z_2 which minimize $\dot{X}_{1m}(X_1 - X_2)_m$

z_1	f																	
	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	
0.01	0.24	0.15	0.10	0.07	0.06	0.05	0.04	0.09	0.11	0.09	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.05	0.05	0.05
0.02	0.24	0.14	0.10	0.07	0.06	0.05	0.04	0.09	0.13	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05
0.05	0.25	0.15	0.11	0.08	0.06	0.05	0.04	0.08	0.12	0.15	0.13	0.08	0.07	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
0.10	0.25	0.16	0.12	0.09	0.08	0.06	0.06	0.08	0.12	0.14	0.16	0.18	0.15	0.10	0.08	0.07	0.08	0.08
0.20	0.28	0.18	0.14	0.11	0.10	0.09	0.08	0.09	0.12	0.15	0.16	0.18	0.19	0.20	0.20	0.21	0.21	0.21
0.30	0.28	0.20	0.17	0.14	0.12	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21	0.21	0.22	0.22
0.40	0.29	0.22	0.18	0.16	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.23	0.23	0.24
0.50	0.30	0.24	0.21	0.18	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.20	0.21	0.22	0.23	0.23	0.24	0.25	0.25	0.25

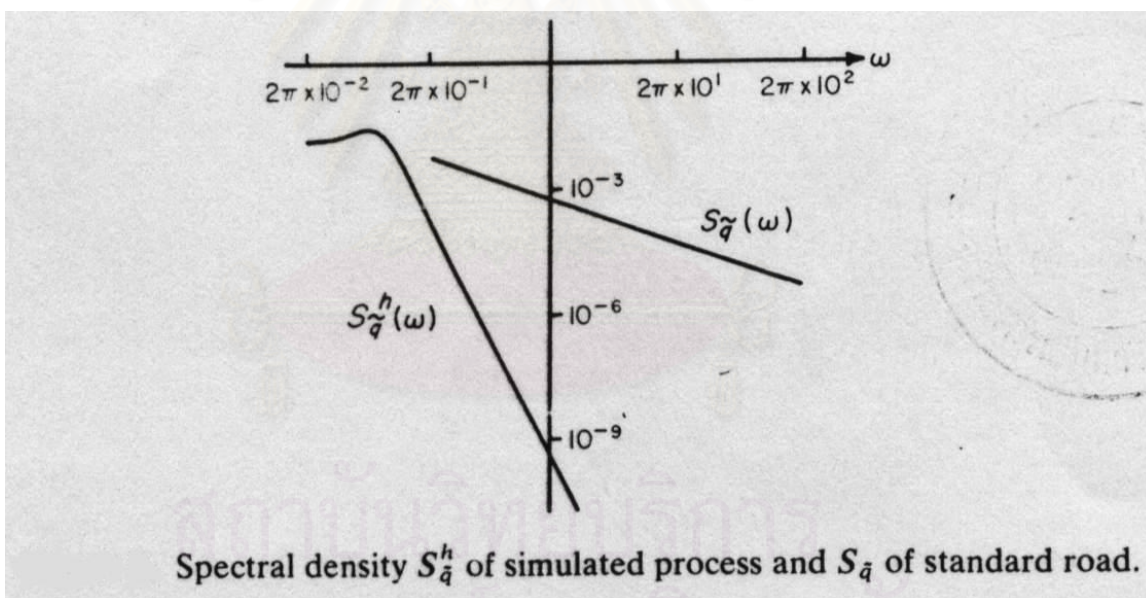
ตารางที่ 1. ผลของการสั่นสะเทือนที่มีผลต่อกันของมวล 2 อัน ประกอบบทความที่ 3 (M. S. Hundal)

จากรูปเป็นตารางแสดงผลของการสั่นสะเทือนที่มีผลต่อกันของมวล 2 อัน โดยที่ f แทน frequency ratio ; z_1 แทน damping ratio ของมวล m_1 . ; z_2 แทน damping ratio ของมวล m_2 .



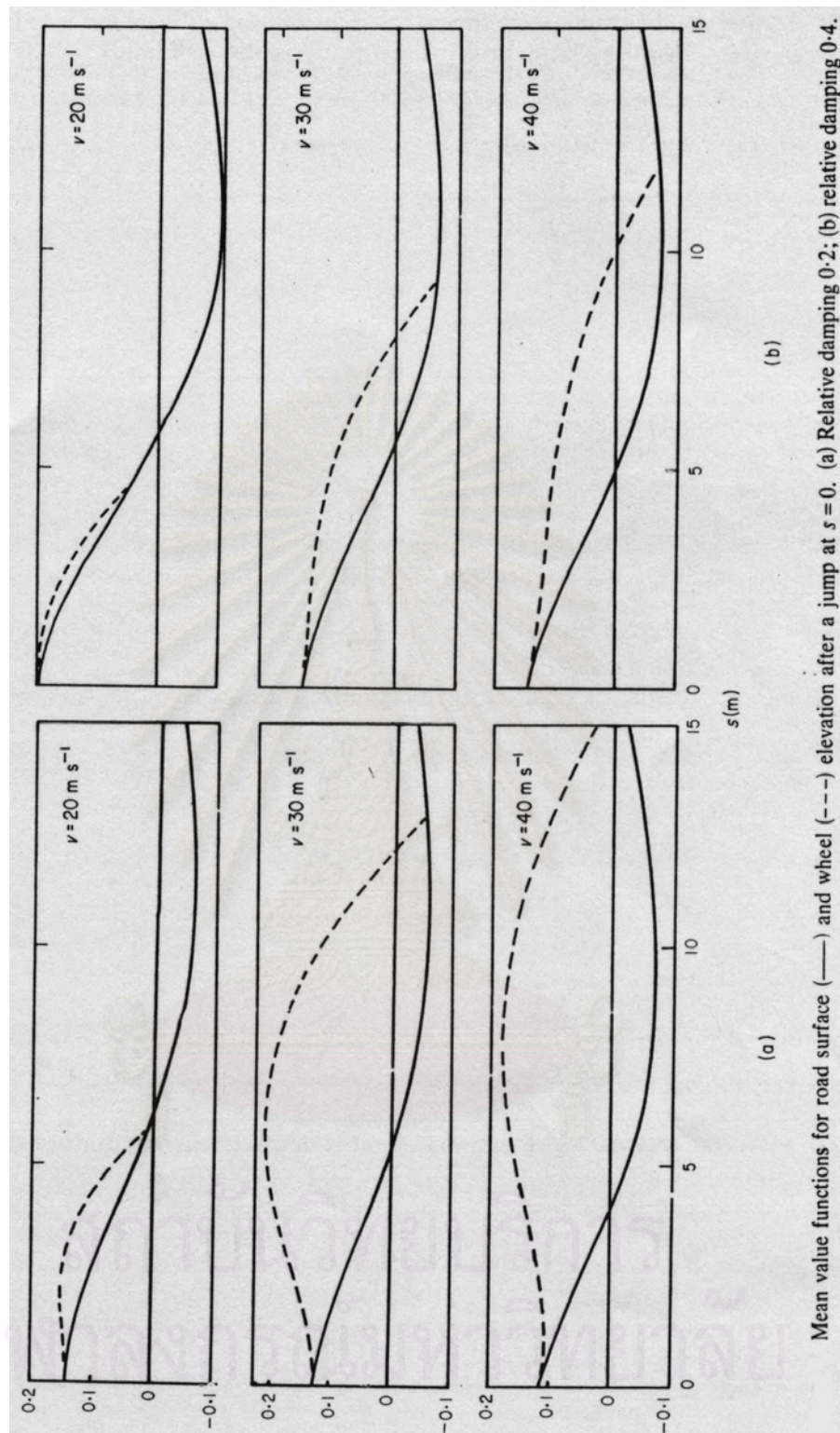
รูปที่ 5. จำลองการเคลื่อนที่แบบสั่นของมวล m ที่ใช้แทนตัวรถ ประกอบบทความที่ 4 (G. Lindgren)

จากรูปเป็นการแสดงกราฟจำลองการเคลื่อนที่แบบสั่นของมวล m ที่ใช้แทนตัวรถ เมื่อล้อรถวิ่งบนผิวถนนจำลองในกราฟเส้นทึบด้านล่าง และกราฟที่เป็นเส้นประนั้นแสดงถึงวิธีการกระโดดของรถเมื่อกราฟผิวถนนที่จำลองมีแอมพลิจูดสูง



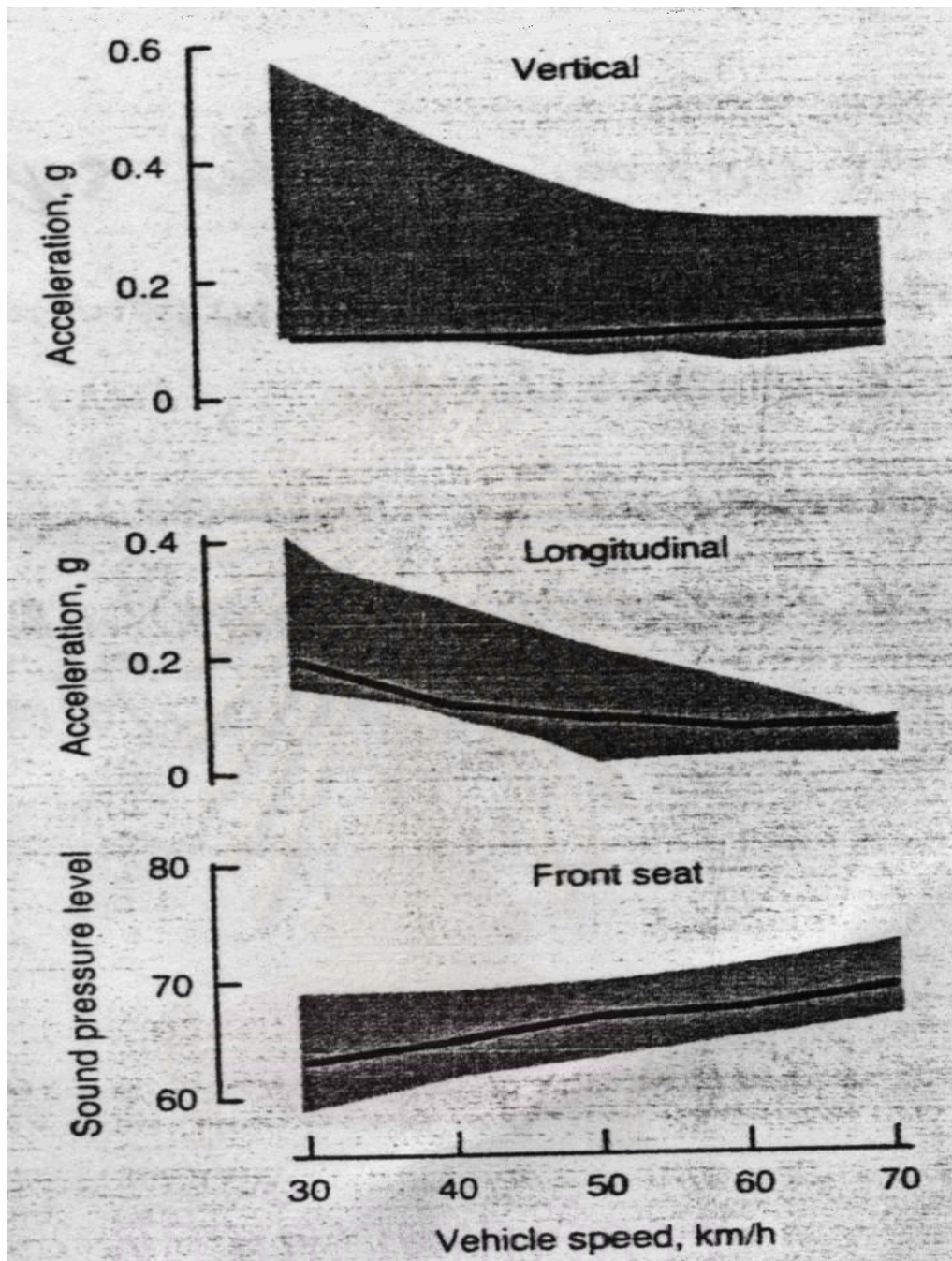
รูปที่ 6. การเบี่ยงเบนของการวิ่งของรถยนต์ประกอบบทความที่ 4 (G. Lindgren)

จากรูปเป็นกราฟแสดงการเบี่ยงเบนของการวิ่งของรถยนต์ S_q^h ที่มาจากกระบวนการจำลอง และการวิ่งบนถนนที่เป็นมาตรฐาน S_q



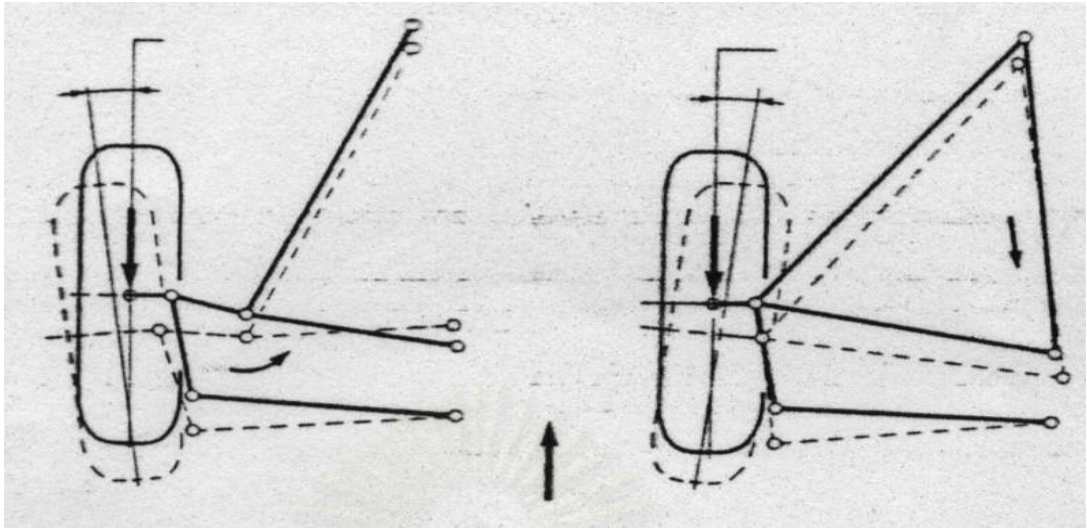
รูปที่ 7. การกระโดดของรถยนต์ที่ความเร็วต่างๆ ประกอบบทความที่ 4 (G. Lindgren)

จากรูปเป็นกราฟแสดงการกระโดดของรถยนต์ที่ความเร็วต่างๆ ตามรูปแบบถนนจำลองต่างๆ



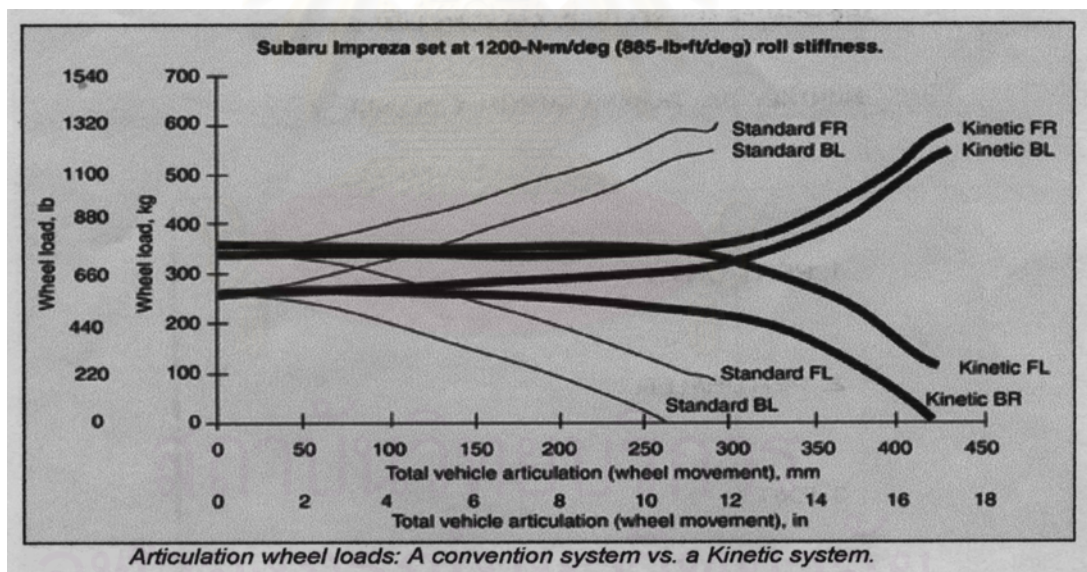
รูปที่ 8. ขนาดความเร่งในแนวราบ แนวตั้ง และระดับความดังของเสียงเมื่อรถยนต์วิ่ง ประกอบบทความที่ 5 (Mizuguchi Masaaki, Chikamori Sunao, Suda Takavoshi และ Kobayashi Kazuyoshi)

จากรูปเป็นกราฟแสดงขนาดความเร่งในแนวราบ แนวตั้ง และระดับความดังของเสียงเมื่อรถยนต์วิ่ง ที่ความเร็วระหว่าง 30 ถึง 70 km/h โดยที่เส้นทึบเป็นค่าที่เกิดขึ้นจากรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 9. การเคลื่อนที่ของล้อรถยนต์ ประกอบบทความที่ 6 (Scott David และ Yamaguchi Jack)

จากรูปเป็นภาพแสดงการเคลื่อนที่ของล้อรถยนต์ โดยที่รูปซ้ายแสดงการ Toe-out ของล้อ และ รูปขวาแสดงการ Toe-in ของล้อ



รูปที่ 10. การยุบตัวของล้อรถยนต์เมื่อมีการให้ภาระเกิดขึ้นที่ล้อประกอบบทความที่ 8 (L. Broge Jean)

จากรูปเป็นการแสดงการยุบตัวของล้อรถยนต์เมื่อมีการให้ภาระเกิดขึ้นที่ล้อแต่ละข้างแตกต่างกัน โดยแบ่งภาระเป็น 2 กรณีคือ Standard และ Kinetic

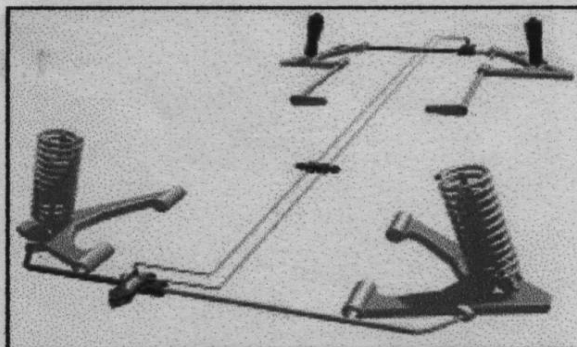


Figure 1. One version of Tenneco Automotive's Kinetic suspension system.

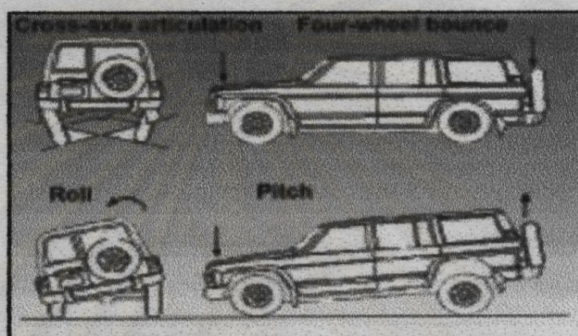


Figure 2. Ride and handling parameters of a vehicle.



Figure 3. According to Tenneco, a Kinetic-equipped two-wheel-drive vehicle can outperform a conventionally equipped four-wheel-drive.

รูปที่11. รูปแบบของระบบกันสะเทือน ประกอบด้วยบทความที่ 8 (L. Broge Jean)

จากรูปเป็นการแสดงรูปแบบของระบบกันสะเทือน รูปร่างการเคลื่อนที่ของรถยนต์ และผลจากการวิ่งทดสอบรถยนต์ในสถานการณ์จริง ตามลำดับ

ภาคผนวก ค.

การใช้งานเครื่องมือ Pulse Analyzer

หลังจากการเปิดประมวลผล Pulse Analyzer และเครื่องคอมพิวเตอร์แล้ว ให้ผู้ใช้เปิดโปรแกรม Pulse Lab ซึ่งเป็น short cut อยู่ที่หน้าจอคอมพิวเตอร์อยู่แล้ว จากนั้นเราจะเห็นหน้าต่างโปรแกรม Pulse Lab ถ้าหากเรามี File ที่เป็นของ Pulse Lab ที่มีนามสกุลว่า .pls อยู่แล้ว ก็ให้เราคลิกเมาส์ไปที่ Dialog box ที่เขียนว่า Existing จากนั้นให้เราเลือก File ที่เราต้องการแล้วตอบตกลง โปรแกรมก็จะทำการเปิดให้ใช้งานทันที เมื่อโปรแกรมเริ่มทำงานเราจึงทำการใช้ค้อนเคาะที่ตำแหน่งต่างๆบนรถยนต์ เพื่อเปรียบเทียบหาค่าความถี่การสั่นของรถยนต์ โดยการเคาะที่ตำแหน่งใกล้ Accelerometer แต่ละตัว ซึ่งการทำเช่นนี้เพื่อจะดูผลตอบสนองที่ใกล้ Accelerometer ตัวนั้นได้ชัดเจนว่ามีการตอบสนองที่ความถี่ใด ความถี่ดังกล่าวนี้จะแสดงถึงความถี่การสั่นของตำแหน่งนั้น ภาพต่อไปนี้จะแสดงการติดตั้งและการเคาะที่ตำแหน่งต่างๆบนรถยนต์



รูปที่ 1. ค. การติดตั้งเครื่อง Pulse analyzer



รูปที่ 2. ค. การต่อสายจากเครื่อง Pulse analyzer แล้วนำ Accelerometer ไปติดตั้งที่รถยนต์



รูปที่ 3. ค. การการใช้ค้อนเคาะที่ตำแหน่งใกล้ Accelerometer

ภาคผนวก ง.

การหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงจากผลการทดลอง

เมื่อเราทำการทดลองเสร็จสิ่งที่ได้จากการทดลองคือผลการทดลองที่อยู่ในรูปกราฟ ในการแปลความหมายของค่าจากกราฟเพื่อให้ได้มาซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งและสัมประสิทธิ์ความหน่วงนั้น จำเป็นต้องใช้สมการทางคณิตศาสตร์เข้ามาช่วยในการแก้ปัญหา ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง สิ่งที่เราทราบจากกราฟคือการเคลื่อนที่แบบสั่นที่มีการลดขนาดของแอมพลิจูดลงไปเรื่อยๆ เข้าสู่ค่าศูนย์ การวัดขนาดของแอมพลิจูดจากแต่ละคาบ(T)ของการเคลื่อนที่แล้วทำการหาค่าการเปลี่ยนแปลงตามสมการ

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{A(t)}{A_n(t+nT)} \right)$$

โดยที่ n คือ จำนวนคาบที่นับจากแอมพลิจูดเริ่มต้น

A(t) คือ แอมพลิจูดเริ่มต้น

A_n(t+nT) คือ แอมพลิจูดที่ห่างจากแอมพลิจูดเริ่มต้นจำนวน n คาบ

หลังจากนั้นนำค่าที่ได้ไปหาค่า Damping ratio ตามสมการ

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi + (\delta)^2}}$$

พิจารณากราฟความถี่ สิ่งที่เราทราบจากกราฟคือความถี่ที่เรโซแนนซ์(f) จากนั้นเราสามารถหาค่าความถี่ธรรมชาติได้จากสมการ

$$\omega_n = 2\pi f$$

เมื่อทราบค่าความถี่ธรรมชาติและ Damping ratio แล้วสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง(c) จากสมการ

$$c = 2\zeta m \omega_n$$

เมื่อ m คือมวลของวัตถุที่ทำการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง

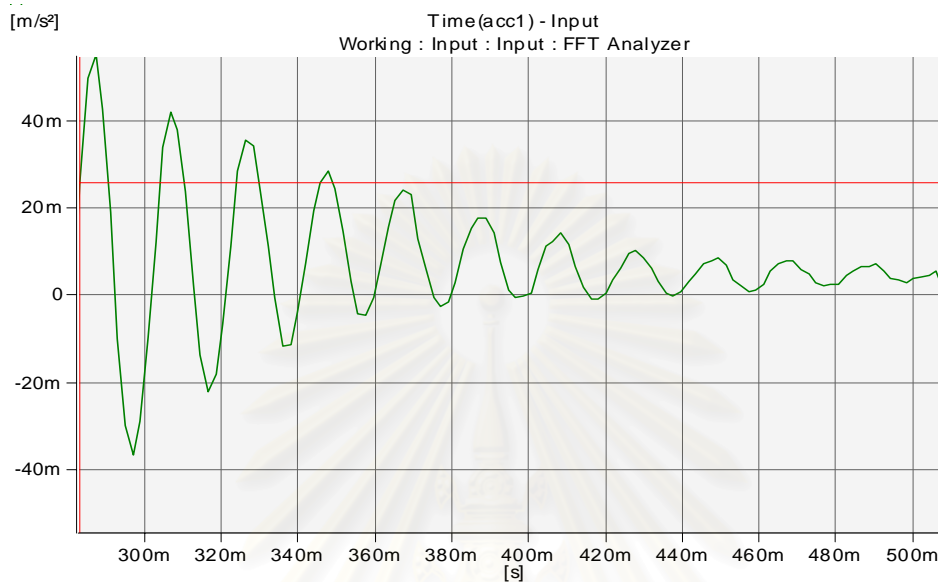
และตามสมการ

$$k = \omega_n^2 \cdot m$$

จึงทำให้เราได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่ง

ต่อไปนี้เป็นตัวอย่างการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงและค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของใช้ค้ำพ

พิจารณาจากกราฟแสดงการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนของใช้ค้ำพต่อไปนี้



จากกราฟเป็นการแสดงการเคลื่อนที่แบบสั่นสะเทือนในโดเมนเวลา สิ่งที่เราได้จากกราฟคือ แอมพลิจูดและคาบของการสั่นสะเทือน

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{A(t)}{A_n(t+nT)} \right)$$

โดยที่ n คือ จำนวนคาบที่นับจากแอมพลิจูดเริ่มต้น เราสนใจจำนวน 10 คาบ

$A(t)$ คือ แอมพลิจูดเริ่มต้น ซึ่งเท่ากับ 600 mm/s^2

$A_n(t+nT)$ คือ แอมพลิจูดที่ห่างจากแอมพลิจูดเริ่มต้นจำนวน 10 คาบ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 6 mm/s^2

แทนค่า จะได้

$$\delta = \frac{1}{10} \ln \left(\frac{600}{6} \right)$$

$$\delta = 0.5$$

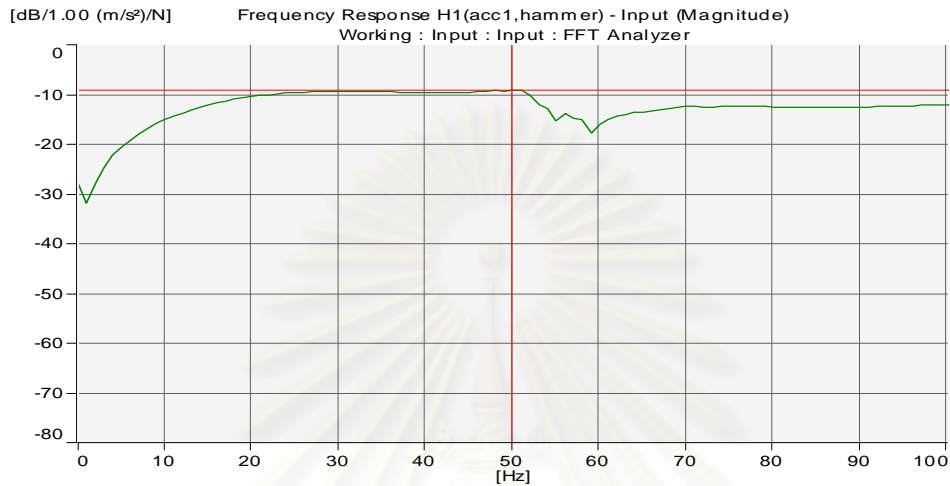
หลังจากนั้นนำค่าที่ได้ไปหาค่า Damping ratio ตามสมการ

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + (\delta)^2}}$$

$$\zeta = \frac{0.5}{\sqrt{4\pi + (0.5)^2}}$$

$$\zeta = 0.14$$

พิจารณากราฟความถี่



สิ่งที่ทราบจากกราฟคือความถี่ที่เรโซแนนซ์(f) 1.75 Hz จากนั้นเราสามารถหาค่าความถี่ธรรมชาติได้จากสมการ

$$\omega_n = 2\pi f$$

$$\omega_n = 2\pi \cdot 1.75$$

$$\omega_n = 11 \text{ rad / s}$$

เมื่อทราบค่าความถี่ธรรมชาติและ Damping ratio แล้วสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วง(c) จากสมการ

$$c = 2\zeta m \omega_n$$

$$c = 2 \times 0.14 \times 3 \times 11$$

$$c = 9.68$$

เมื่อ m คือมวลของวัตถุที่ทำการหาค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงมีค่าเท่ากับ 3 กิโลกรัม

และตามสมการ

$$k = \omega_n^2 \cdot m$$

จึงทำให้เราได้ค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งเท่ากับ 363 N/m

ภาคผนวก จ.

ตัวอย่างโปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณหาโหมดการสั่นสะเทือนของรถยนต์

ตัวอย่างที่ 1. จ. โปรแกรม MathCAD2000 ที่ใช้ในการคำนวณหาโหมดการสั่นสะเทือนของรถยนต์

$$M := \begin{pmatrix} 192 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 34.217 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 172 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15.51 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1328 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 327.59 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 651.63 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10 \end{pmatrix}$$

$$lfr := 0.745 \quad lfl := 0.995 \quad lrr := 0.673 \quad lrl := 1.067 \quad lbr := 0.83$$

$$lbl := 0.85 \quad lsf := 0.60 \quad lsr := 1.89 \quad lsq1 := 0.31 \quad lsq2 := 0.55$$

$$ka := 21.4 \cdot 10^4 \quad kb := 10.98 \cdot 10^4 \quad kc := 21.4 \cdot 10^4 \quad kd := 10.98 \cdot 10^4 \quad ke := 19.6 \cdot 10^4 \quad kf := 25.58 \cdot 10^4$$

$$kg := 19.6 \cdot 10^4 \quad kh := 25.58 \cdot 10^4 \quad kj := 11.1 \cdot 10^3$$

$$ca := 0 \quad cb := 9.68 \quad cc := 0 \quad cd := 9.68 \quad ce := 0 \quad cf := 9.68$$

$$cg := 0 \quad ch := 9.68 \quad cj := 0.047$$

$$k11 := [ka + (2 \cdot kb) + kc + (2 \cdot kd)]$$

$$k12 := -[(ka \cdot lfr) + (2 \cdot kb \cdot lbr) - (kc \cdot lfl) - (2 \cdot kd \cdot lbl)]$$

$$k13 := 0 \quad k14 := 0$$

$$k15 := [(2 \cdot kb) + (2 \cdot kd)]$$

$$k16 := -[(kb \cdot lbr) - (kd \cdot lbl)]$$

$$k17 := -[(kb \cdot lsf) + (kd \cdot lsf)]$$

$$k18 := 0$$

$$k21 := -[(ka \cdot lfr) + (2 \cdot kb \cdot lbr) - (kc \cdot lfl) - (2 \cdot kd \cdot lbl)]$$

$$k22 := [(ka \cdot lfr \cdot lfr) + (2 \cdot kb \cdot lbr \cdot lbr) + (kc \cdot lfl \cdot lfl) + (2 \cdot kd \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$k23 := 0$$

$$k24 := 0$$

$$k25 := -[(2 \cdot kb \cdot lbr) - (2 \cdot kd \cdot lbl)]$$

$$k26 := [(kb \cdot lbr \cdot lbr) + (kd \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$k27 := kb \cdot lbr \cdot lsf - kd \cdot lbl \cdot lsf \quad k28 := 0$$

$$k31 := 0 \quad k32 := 0$$

$$k33 := [ke + (2 \cdot kf) + kg + (2 \cdot kh)]$$

$$k34 := -[(ke \cdot lrr) + (kf \cdot lbr) - (kg \cdot lrl) - (kh \cdot lbl) - (kh \cdot lrl) + (kf \cdot lrr)]$$

$$k35 := [(2 \cdot kf) + (2 \cdot kh)]$$

$$k36 := -[(kf \cdot lbr) - (kh \cdot lbl)]$$

$$k37 := [(kf \cdot lsr) + (kh \cdot lsr)] \quad k38 := 0$$

$$k41 := 0 \quad k42 := 0$$

$$k43 := k34$$

$$k44 := [(ke \cdot lrr \cdot lrr) + (kf \cdot lbr \cdot lbr) + (kg \cdot lrl \cdot lrl) + (kh \cdot lbl \cdot lbl) + (kf \cdot lrr \cdot lrr) + (kh \cdot lrl \cdot lrl)]$$

$$k45 := -[(kf \cdot lbr) - (kh \cdot lbl) + (kf \cdot lrr) - (kh \cdot lrl)]$$

$$k46 := [(kf \cdot lbr \cdot lbr) + (kh \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$k47 := -[(kf \cdot lrr \cdot lsr) - (kh \cdot lrl \cdot lsr)] \quad k48 := 0$$

$$k51 := k15 \quad k52 := k25 \quad k53 := k35 \quad k54 := k45$$

$$k55 := [(2 \cdot kb) + (2 \cdot kd) + (2 \cdot kf) + (2 \cdot kh) + (2 \cdot kj)]$$

$$k56 := -[(kb \cdot lbr) - (kd \cdot lbl) + (kf \cdot lbr) - (kh \cdot lbl) + (kj \cdot lsq2)]$$

$$k57 := -[(kb \cdot lsf) + (kd \cdot lsf) - (kf \cdot lsr) - (kh \cdot lsr) + (kj \cdot lsq1)]$$

$$k58 := -(2 \cdot kj)$$

$$k61 := k16 \quad k62 := k26 \quad k63 := k36 \quad k64 := k46 \quad k65 := k56$$

$$k66 := [(kb \cdot lbr \cdot lbr) + (kd \cdot lbl \cdot lbl) + (kf \cdot lbr \cdot lbr) + (kh \cdot lbl \cdot lbl) + (kj \cdot lsq2 \cdot lsq2)]$$

$$k67 := 0$$

$$k68 := kj \cdot lsq1$$

$$k71 := k17 \quad k72 := k27 \quad k73 := k37 \quad k74 := k47 \quad k75 := k57 \quad k76 := k67$$

$$k77 := [(kb \cdot lsf \cdot lsf) + (kd \cdot lsf \cdot lsf) + (kf \cdot lsr \cdot lsr) + (kh \cdot lsr \cdot lsr) + (kj \cdot lsq1 \cdot lsq1)]$$

$$k78 := kj \cdot lsq1$$

$$k81 := 0 \quad k82 := 0 \quad k83 := 0 \quad k84 := 0 \quad k85 := k58 \quad k86 := k68$$

$$k87 := k78 \quad k88 := 2 \cdot kj$$

$$c11 := [ca + (2 \cdot cb) + cc + (2 \cdot cd)]$$

$$c12 := -[(ca \cdot lfr) + (2 \cdot cb \cdot lbr) - (cc \cdot lfl) - (2 \cdot cd \cdot lbl)]$$

$$c13 := 0 \quad c14 := 0$$

$$c15 := [(2 \cdot cb) + (2 \cdot cd)]$$

$$c16 := -[(cb \cdot lbr) - (cd \cdot lbl)]$$

$$c17 := -[(cb \cdot lsf) + (cd \cdot lsf)]$$

$$c18 := 0$$

$$c21 := -[(ca \cdot lfr) + (2 \cdot cb \cdot lbr) - (cc \cdot lfl) - (2 \cdot cd \cdot lbl)]$$

$$c22 := [(ca \cdot lfr \cdot lfr) + (2 \cdot cb \cdot lbr \cdot lbr) + (cc \cdot lfl \cdot lfl) + (2 \cdot cd \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$c23 := 0$$

$$c24 := 0$$

$$c25 := -[(2 \cdot cb \cdot lbr) - (2 \cdot cd \cdot lbl)]$$

$$c26 := [(cb \cdot lbr \cdot lbr) + (cd \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$c27 := cb \cdot lbr \cdot lsf - cd \cdot lbl \cdot lsf \quad c28 := 0$$

$$c31 := 0 \quad c32 := 0$$

$$c33 := [ce + (2 \cdot cf) + cg + (2 \cdot ch)]$$

$$c34 := -[(ce \cdot lrr) + (cf \cdot lbr) - (cg \cdot lrl) - (ch \cdot lbl) - (ch \cdot lrl) + (cf \cdot lrr)]$$

$$c35 := [(2 \cdot cf) + (2 \cdot ch)]$$

$$c36 := -[(cf \cdot lbr) - (ch \cdot lbl)]$$

$$c37 := [(cf \cdot lsr) + (ch \cdot lsr)] \quad c38 := 0$$

$$c41 := 0 \quad c42 := 0$$

$$c43 := c34$$

$$c44 := [(ce \cdot lrr \cdot lrr) + (cf \cdot lbr \cdot lbr) + (cg \cdot lrl \cdot lrl) + (ch \cdot lbl \cdot lbl) + (cf \cdot lrr \cdot lrr) + (ch \cdot lrl \cdot lrl)]$$

$$c45 := -[(cf \cdot lbr) - (ch \cdot lbl) + (cf \cdot lrr) - (ch \cdot lrl)]$$

$$c46 := [(cf \cdot lbr \cdot lbr) + (ch \cdot lbl \cdot lbl)]$$

$$c47 := -[(cf \cdot lrr \cdot lsr) - (ch \cdot lrl \cdot lsr)] \quad c48 := 0$$

$$c51 := c15 \quad c52 := c25 \quad c53 := c35 \quad c54 := c45$$

$$c55 := [(2 \cdot cb) + (2 \cdot cd) + (2 \cdot cf) + (2 \cdot ch) + (2 \cdot cj)]$$

$$c56 := -[(cb \cdot lbr) - (cd \cdot lbl) + (cf \cdot lbr) - (ch \cdot lbl) + (cj \cdot lsq2)]$$

$$c57 := -[(cb \cdot lsf) + (cd \cdot lsf) - (cf \cdot lsr) - (ch \cdot lsr) + (cj \cdot lsq1)]$$

$$c58 := -(2 \cdot cj)$$

$$c61 := c16 \quad c62 := c26 \quad c63 := c36 \quad c64 := c46 \quad c65 := c56$$

$$c66 := [(cb \cdot lbr \cdot lbr) + (cd \cdot lbl \cdot lbl) + (cf \cdot lbr \cdot lbr) + (ch \cdot lbl \cdot lbl) + (cj \cdot lsq2 \cdot lsq2)]$$

$$c67 := 0$$

$$c68 := cj \cdot lsq1$$

$$c71 := c17 \quad c72 := c27 \quad c73 := c37 \quad c74 := c47 \quad c75 := c57 \quad c76 := c67$$

$$c77 := [(cb \cdot lsf \cdot lsf) + (cd \cdot lsf \cdot lsf) + (cf \cdot lsr \cdot lsr) + (ch \cdot lsr \cdot lsr) + (cj \cdot lsq1 \cdot lsq1)]$$

$$c78 := cj \cdot lsq1$$

$$c81 := 0 \quad c82 := 0 \quad c83 := 0 \quad c84 := 0 \quad c85 := c58 \quad c86 := c68$$

$$c87 := c78 \quad c88 := 2 \cdot cj$$

$$K := \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} & k_{15} & k_{16} & k_{17} & k_{18} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & k_{26} & k_{27} & k_{28} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} & k_{35} & k_{36} & k_{37} & k_{38} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} & k_{45} & k_{46} & k_{47} & k_{48} \\ k_{51} & k_{52} & k_{53} & k_{54} & k_{55} & k_{56} & k_{57} & k_{58} \\ k_{61} & k_{62} & k_{63} & k_{64} & k_{65} & k_{66} & k_{67} & k_{68} \\ k_{71} & k_{72} & k_{73} & k_{74} & k_{75} & k_{76} & k_{77} & k_{78} \\ k_{81} & k_{82} & k_{83} & k_{84} & k_{85} & k_{86} & k_{87} & k_{88} \end{pmatrix}$$

$$C := \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} & c_{17} & c_{18} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} & c_{27} & c_{28} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} & c_{37} & c_{38} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{45} & c_{46} & c_{47} & c_{48} \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{54} & c_{55} & c_{56} & c_{57} & c_{58} \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & c_{64} & c_{65} & c_{66} & c_{67} & c_{68} \\ c_{71} & c_{72} & c_{73} & c_{74} & c_{75} & c_{76} & c_{77} & c_{78} \\ c_{81} & c_{82} & c_{83} & c_{84} & c_{85} & c_{86} & c_{87} & c_{88} \end{pmatrix}$$

$$O := \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad I := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$$A := \text{augment}(\text{stack}(O, -M^{-1}K), \text{stack}(I, -M^{-1}C))$$

$$U := \text{eigenvecs}(A)$$

$$\lambda := \text{eigenvals}(A)$$

$$p := 0..10000 \quad r := 0..15 \quad \omega_p := (p \cdot 0.1) \quad j := \sqrt{-1}$$

$$H_{12,13} := \sum_{r=0}^{15} \frac{U_{12,r} U_{13,r}}{j\omega - \lambda_{r,0}}$$

ตัวอย่างที่ 2. จ. โปรแกรม Matlab 6.5 ที่ใช้คำนวณการสั่นสะเทือนของรถยนต์ในโดเมนเวลา

```
simulation.m
```

```
close all;clear;
```

```
PARAMETER
```

```
m12=192;m34=172;m5=1328.5;m6=10;
```

```
l12=34.217;l34=15.51;lZE=327.59;lLP=651.63;
```

```
lfr=0.745;lfl=0.995;lrr=0.673;lrl=1.067;lbr=0.83;
```

```
lbl=0.85;lsf=0.60;lsr=1.89;lsq1=0.31;lsq2=0.55;
```

```
ka=214000;kb=109800;kc=214000;kd=109800;ke=196000;kf=255800;kg=196000;kh=25
```

```
5800;kj=11100;
```

```
ca=0;cb=9.68;cc=0;cd=9.68;ce=0;cf=9.68;cg=0;ch=9.68;cj=0.047;
```

```
k11=(ka+(2*kb)+kc+(2*kd));
```

```
k12=-((ka*lfr)+(2*kb*lbr)-(kc*lfl)-(2*kd*lbl));
```

```
k13=0;k14=0;k18=0;k23=0;k24=0;k28=0;k31=0;k32=0;k38=0;k41=0;k42=0;k48=0;k67=0
```

```
;
```

```
k76=0;k81=0;k82=0;k83=0;k84=0;
```

```
k15=((2*kb)+(2*kd));
```

```
k16=-((kb*lbr)-(kd*lbl));
```

```
k17=-((kb*lsf)+(kd*lsf));
```

```
k21=-((ka*lfr)+(2*kb*lbr)-(kc*lfl)-(2*kd*lbl));
```

```
k22=((ka*lfr*lfr)+(2*kb*lbr*lbr)+(kc*lfl*lfl)+(2*kd*lbl*lbl));
```

```
k25=-((2*kb*lbr)-(2*kd*lbl));
```

```
k26=((kb*lbr*lbr)+(kd*lbl*lbl));
```

```
k27=((kb*lbr*lsf)-(kd*lbl*lsf));
```

```
k33=(ke+(2*kf)+kg+(2*kh));
```

```
k34=-((ke*lrr)+(kf*lbr)-(kg*lrl)-(kh*lbl)-(kh*lrl)+(kf*lrr));
```

```
k35=((2*kf)+(2*kh));
```

$$k36=-((kf*lbr)-(kh*lbl));$$

$$k37=((kf*lsr)+(kh*lsr));$$

$$k43=-((ke*lrr)+(kf*lbr)-(kg*lrl)-(kh*lbl)-(kh*lrl)+(kf*lrr));$$

$$k44=((ke*lrr*lrr)+(kf*lbr*lbr)+(kg*lrl*lrl)+(kh*lbl*lbl)+(kf*lrr*lrr)+(kh*lrl*lrl));$$

$$k45=-((kf*lbr)-(kh*lbl)+(kf*lrr)-(kh*lrl));$$

$$k46=((kf*lbr*lbr)+(kh*lbl*lbl));$$

$$k47=-((kf*lrr*lsr)-(kh*lrl*lsr));$$

$$k51=((2*kb)+(2*kd));$$

$$k52=-((2*kb*lbr)-(2*kd*lbl));$$

$$k53=((2*kf)+(2*kh));$$

$$k54=-((kf*lbr)-(kh*lbl)+(kf*lrr)-(kh*lrl));$$

$$k55=((2*kb)+(2*kd)+(2*kf)+(2*kh)+(2*kj));$$

$$k56=-((kb*lbr)-(kd*lbl)+(kf*lbr)-(kh*lbl)+(kj*lsq2));$$

$$k57=-((kb*lsf)+(kd*lsf)-(kf*lsr)-(kh*lsr)+(kj*lsq1));$$

$$k58=-((2*kj));$$

$$k61=-((kb*lbr)-(kd*lbl));$$

$$k62=((kb*lbr*lbr)+(kd*lbl*lbl));$$

$$k63=-((kf*lbr)-(kh*lbl));$$

$$k64=((kf*lbr*lbr)+(kh*lbl*lbl));$$

$$k65=-((kb*lbr)-(kd*lbl)+(kf*lbr)-(kh*lbl)+(kj*lsq2));$$

$$k66=((kb*lbr*lbr)+(kd*lbl*lbl)+(kf*lbr*lbr)+(kh*lbl*lbl)+(kj*lsq2*lsq2));$$

$$k68=(kj*lsq2);$$

$$k71=-((kb*lsf)+(kd*lsf));$$

$$k72=((kb*lbr*lsf)-(kd*lbl*lsf));$$

$$k73=((kf*lsr)+(kh*lsr));$$

$$k74=-((kf*lrr*lsr)-(kh*lrl*lsr));$$

$$k75=-((kb*lsf)+(kd*lsf)-(kf*lsr)-(kh*lsr)+(kj*lsq1));$$

$$k77=((kb*lsf*lsf)+(kd*lsf*lsf)+(kf*lsr*lsr)+(kh*lsr*lsr)+(kj*lsq1*lsq1));$$

$$k78=(kj*lsq1);$$

$$k85=-((2*kj));$$

$$k86=(kj*lsq2);$$

$$k87=(kj*lsq1);$$

$$k88=(2*kj);$$

$$c11=(ca+(2*cb)+cc+(2*cd));$$

$$c12=-((ca*lfr)+(2*cb*lbr)-(cc*lfl)-(2*cd*lbl));$$

$$c13=0;c14=0;c18=0;c23=0;c24=0;c28=0;c31=0;c32=0;c38=0;c41=0;c42=0;c48=0;c67=$$

$$0;$$

$$c76=0;c81=0;c82=0;c83=0;c84=0;$$

$$c15=((2*cb)+(2*cd));$$

$$c16=-((cb*lbr)-(cd*lbl));$$

$$c17=-((cb*lsf)+(cd*lsf));$$

$$c21=-((ca*lfr)+(2*cb*lbr)-(cc*lfl)-(2*cd*lbl));$$

$$c22=((ca*lfr*lfr)+(2*cb*lbr*lbr)+(cc*lfl*lfl)+(2*cd*lbl*lbl));$$

$$c25=-((2*cb*lbr)-(2*cd*lbl));$$

$$c26=((cb*lbr*lbr)+(cd*lbl*lbl));$$

$$c27=((cb*lbr*lsf)-(cd*lbl*lsf));$$

$$c33=(ce+(2*cf)+cg+(2*ch));$$

$$c34=-((ce*lrr)+(cf*lbr)-(cg*lrl)-(ch*lbl)-(ch*lrl)+(cf*lrr));$$

$$c35=((2*cf)+(2*ch));$$

$$c36=-((cf*lbr)-(ch*lbl));$$

$$c37=((cf*lsr)+(ch*lsr));$$

$$c43=-((ce*lrr)+(cf*lbr)-(cg*lrl)-(ch*lbl)-(ch*lrl)+(cf*lrr));$$

$$c44=((ce*lrr*lrr)+(cf*lbr*lbr)+(cg*lrl*lrl)+(ch*lbl*lbl)+(cf*lrr*lrr)+(ch*lrl*lrl));$$

$$c45=-((cf*lbr)-(ch*lbl)+(cf*lrr)-(ch*lrl));$$

$$c46=((cf*lbr*lbr)+(ch*lbl*lbl));$$

$$c47=-((cf*lrr*lsr)-(ch*lrl*lsr));$$

$$c51=((2*cb)+(2*cd));$$

$$c52=-((2*cb*lbr)-(2*cd*lbl));$$

$$c53=((2*cf)+(2*ch));$$

$c54 = -((cf*lbr)-(ch*lbl)+(cf*lrr)-(ch*lrl));$
 $c55 = ((2*cb)+(2*cd)+(2*cf)+(2*ch)+(2*cj));$
 $c56 = -((cb*lbr)-(cd*lbl)+(cf*lbr)-(ch*lbl)+(cj*lsq2));$
 $c57 = -((cb*lsf)+(cd*lsf)-(cf*lsr)-(ch*lsr)+(cj*lsq1));$
 $c58 = -(2*cj);$
 $c61 = -((cb*lbr)-(cd*lbl));$
 $c62 = ((cb*lbr*lbr)+(cd*lbl*lbl));$
 $c63 = -((cf*lbr)-(ch*lbl));$
 $c64 = ((cf*lbr*lbr)+(ch*lbl*lbl));$
 $c65 = -((cb*lbr)-(cd*lbl)+(cf*lbr)-(ch*lbl)+(cj*lsq2));$
 $c66 = ((cb*lbr*lbr)+(cd*lbl*lbl)+(cf*lbr*lbr)+(ch*lbl*lbl)+(cj*lsq2*lsq2));$
 $c68 = (cj*lsq2);$
 $c71 = -((cb*lsf)+(cd*lsf));$
 $c72 = ((cb*lbr*lsf)-(cd*lbl*lsf));$
 $c73 = ((cf*lsr)+(ch*lsr));$
 $c74 = -((cf*lrr*lsr)-(ch*lrl*lsr));$
 $c75 = -((cb*lsf)+(cd*lsf)-(cf*lsr)-(ch*lsr)+(cj*lsq1));$
 $c77 = ((cb*lsf*lsf)+(cd*lsf*lsf)+(cf*lsr*lsr)+(ch*lsr*lsr)+(cj*lsq1*lsq1));$
 $c78 = (cj*lsq1);$
 $c85 = -(2*cj);$
 $c86 = (cj*lsq2);$
 $c87 = (cj*lsq1);$
 $c88 = (2*cj);$

%%%%%%%%%%%%SAMPLE MODEL

n=8;

$M = [m12\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0; 0\ 112\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0; 0\ 0\ m34\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0; 0\ 0\ 0\ 134\ 0\ 0\ 0\ 0;$
 $0\ 0\ 0\ 0\ m5\ 0\ 0\ 0; 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 1ZE\ 0\ 0; 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 1LP\ 0; 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ m6];$

```

KK=[k11 k12 k13 k14 k15 k16 k17 k18; k21 k22 k23 k24 k25 k26 k27 k28;
    k31 k32 k33 k34 k35 k36 k37 k38; k41 k42 k43 k44 k45 k46 k47 k48;
    k51 k52 k53 k54 k55 k56 k57 k58; k61 k62 k63 k64 k65 k66 k67 k68;
    k71 k72 k73 k74 k75 k76 k77 k78; k81 k82 k83 k84 k85 k86 k87 k88];

```

```

CC=[c11 c12 c13 c14 c15 c16 c17 c18; c21 c22 c23 c24 c25 c26 c27 c28;
    c31 c32 c33 c34 c35 c36 c37 c38; c41 c42 c43 c44 c45 c46 c47 c48;
    c51 c52 c53 c54 c55 c56 c57 c58; c61 c62 c63 c64 c65 c66 c67 c68;
    c71 c72 c73 c74 c75 c76 c77 c78; c81 c82 c83 c84 c85 c86 c87 c88];

```

%%%%%%%%%%COMPUTE THE STATE MATRIX

```

R=[-inv(M)*CC,-inv(M)*KK;eye(8),zeros(8)]; %16*16
B1=[ ka,kc,0,0; ka*lfl,kc*lfr,0,0; 0,0,ke,kg; 0,0,ke*lrl,kg*lrr; 0 0 0 0;
    0 0 0 0; 0 0 0 0; 0 0 0 0; ];
B=[inv(M)*B1;zeros(8,4)];
C=[zeros(8),eye(8)];
D=zeros(8,4);
sys=ss(R,B,C,D);

```

%%%%%%%%%%DEFINE INPUT

```

dt=0.001;
Tf=1.1;
t=[0:dt:Tf];
y1=[0:0.001:0.05,0.05*ones(1,99),0.05:-0.001:0,zeros(1,900)];
y2=[0:0.001:0.05,0.05*ones(1,99),0.05:-0.001:0,zeros(1,900)];
y3=zeros(length(t),1);
y4=zeros(length(t),1);

```

```
%%%%%%%%%%SIMULATE RESPONSE
Y=lsim(sys,[y1,y2,y3,y4],t);
x12=Y(:,1);gamma=Y(:,2);
x34=Y(:,3);beta=Y(:,4);
x5=Y(:,5);zeta=Y(:,6);
alpha=Y(:,7);x6=Y(:,8);
figure;plot(t,1e2*y1,'k',t,1e2*x5,'m');
grid;xlabel('time(sec)');ylabel('displacement(cm)');
```



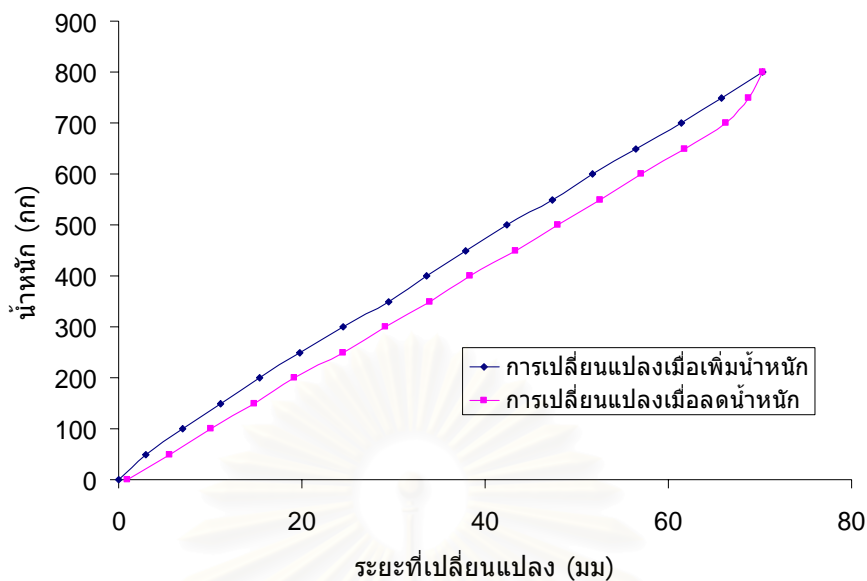
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก จ.

ตารางที่ 1.จ. ค่าการโค้งตัวของແໜບ

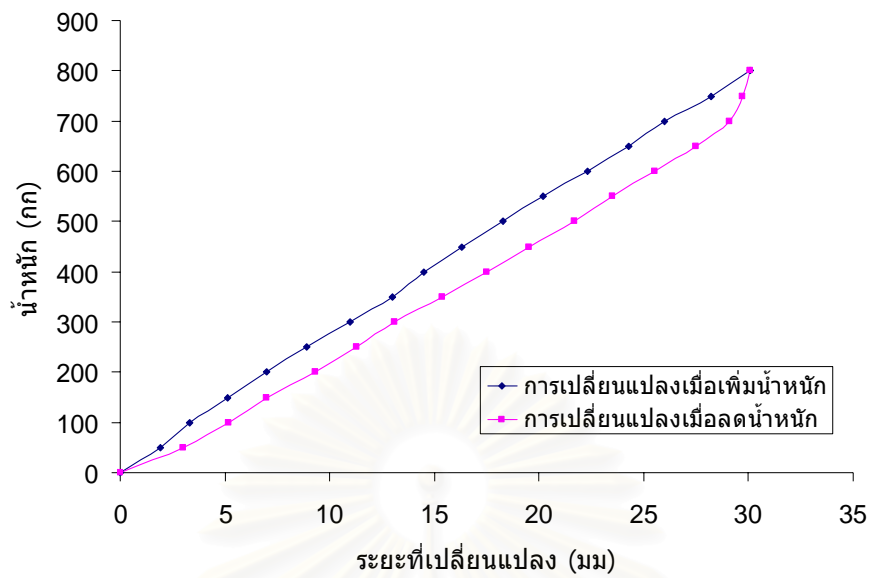
ແໜບหน้า			ແໜບหลัง		
น้ำหนัก (กก)	ระยะที่เปลี่ยนไป (มม)		น้ำหนัก (กก)	ระยะที่เปลี่ยนไป (มม)	
	เมื่อเพิ่ม น้ำหนัก	เมื่อลด น้ำหนัก		เมื่อเพิ่ม น้ำหนัก	เมื่อลด น้ำหนัก
0	0	0.9	0	0	0
50	3	5.6	50	1.9	3
100	7	10.1	100	3.3	5.2
150	11.1	14.8	150	5.1	7
200	15.4	19.2	200	7	9.3
250	19.8	24.5	250	8.9	11.3
300	24.5	29.1	300	11	13.1
350	29.5	34	350	13	15.4
400	33.6	38.3	400	14.5	17.5
450	37.9	43.3	450	16.3	19.5
500	42.4	47.9	500	18.3	21.7
550	47.3	52.6	550	20.2	23.5
600	51.7	57.1	600	22.3	25.5
650	56.5	61.8	650	24.3	27.5
700	61.4	66.3	700	26	29.1
750	65.8	68.7	750	28.2	29.7
800	70.3	70.3	800	30.1	30.1

จากผลที่ได้ในตารางเราจะนำไปเขียนกราฟเพื่อการหาค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งแกร่งของແໜບ ดังนี้



กราฟที่ 1. จ. การโค้งตัวของแหวนหน้าเมื่อมีแรงมากระทำ

กราฟที่ได้มานี้แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงระยะยืดของแหวนหน้าเมื่อเราเปลี่ยนแปลงโดยการเพิ่มน้ำหนักและลดน้ำหนัก ซึ่งจะเห็นได้ว่ากราฟการเปลี่ยนแปลงในทางกลับกันตอนที่มีการเพิ่มน้ำหนักและลดน้ำหนักไม่สามารถทับกันได้สนิททั้งที่เป็นตำแหน่งของน้ำหนักเดียวกัน โดยเหตุผลก็คือการเกิดแรงตกค้างภายในเนื้อวัสดุของแหวนเมื่อเราเปลี่ยนแปลงน้ำหนักนั่นเอง แต่เราทราบว่าค่าความแข็งแรงของแหวนคืออัตราส่วนระหว่างแรงที่มากระทำต่อระยะที่เปลี่ยนแปลงไป ดังนั้นเราจึงสามารถทำการกระชับ(Fit)กราฟที่ 1. จ. เพื่อให้ได้ค่าเฉลี่ยของข้อมูล

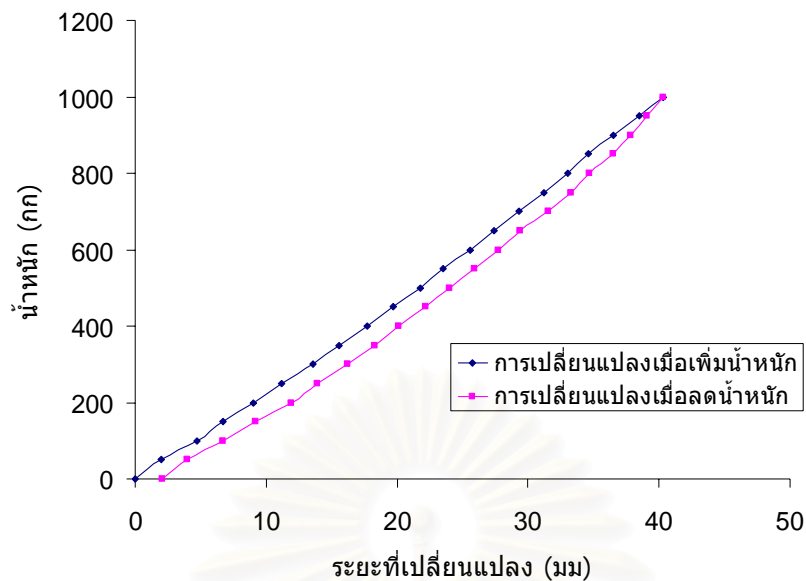


กราฟที่ 2. จ. การโค้งตัวของแหวนหลังเมื่อมีแรงมากกระทำ

กราฟที่ได้มานี้แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงระยะยืดของแหวนหลังเมื่อเราเปลี่ยนแปลงโดยการเพิ่มน้ำหนักและลดน้ำหนัก ดังนั้นเราจึงสามารถทำการกระชับ(Fit)กราฟที่ 2. จ. เพื่อให้ได้ค่าเฉลี่ยของข้อมูล

ตารางที่ 2.จ. การเปลี่ยนแปลงของยางล้อเมื่อมีแรงกระทำ

น้ำหนัก (กก)	การยุบตัวของยางล้อ (มม)	
	เมื่อเพิ่มน้ำหนัก	เมื่อลดน้ำหนัก
0	0	2.1
50	2	4
100	4.7	6.7
150	6.7	9.2
200	9	11.9
250	11.2	13.9
300	13.6	16.2
350	15.6	18.3
400	17.7	20.1
450	19.7	22.2
500	21.8	24
550	23.5	25.9
600	25.6	27.7
650	27.4	29.4
700	29.3	31.5
750	31.2	33.3
800	33	34.7
850	34.6	36.5
900	36.5	37.8
950	38.5	39.1
1000	40.3	40.3



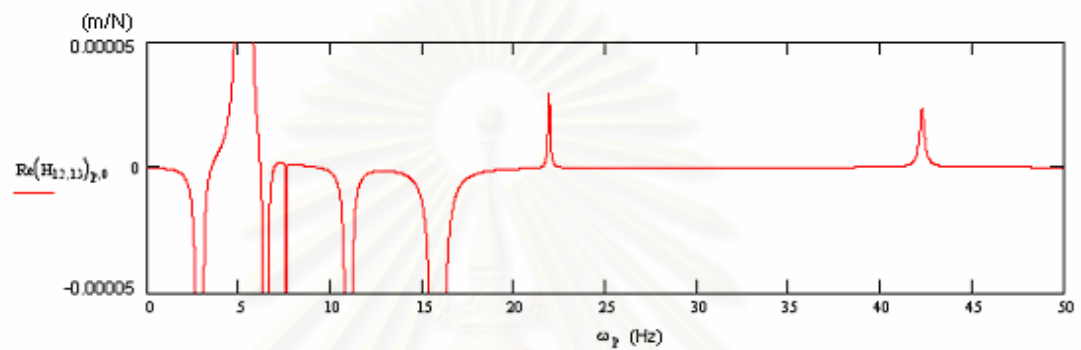
กราฟที่ 3. ฉ. การเปลี่ยนแปลงระยะของยางล้อย

กราฟที่ได้มานี้แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงระยะของยางล้อยเมื่อเราเปลี่ยนแปลงโดยการเพิ่มน้ำหนัก และลดน้ำหนัก ซึ่งจะเห็นได้ว่ากราฟการเปลี่ยนแปลงในทางกลับกันตอนที่มีการเพิ่มน้ำหนักและลดน้ำหนักไม่สามารถทับกันได้สนิททั้งที่เป็นตำแหน่งของน้ำหนักเดียวกัน โดยเหตุผลก็คือการเกิดแรงตึงภายในเนื้อวัสดุของยางล้อยเมื่อเราเปลี่ยนแปลงน้ำหนักนั่นเอง และด้วยเหตุผลเดียวกันกับการหาค่าความแข็งเกร็งของແນบเราจะได้ผลจากการทดลองในยางล้อยเมื่อเราทำการกระชับ(Fit) กราฟที่ 3. ฉ. เพื่อให้ได้ค่าเฉลี่ยของข้อมูล

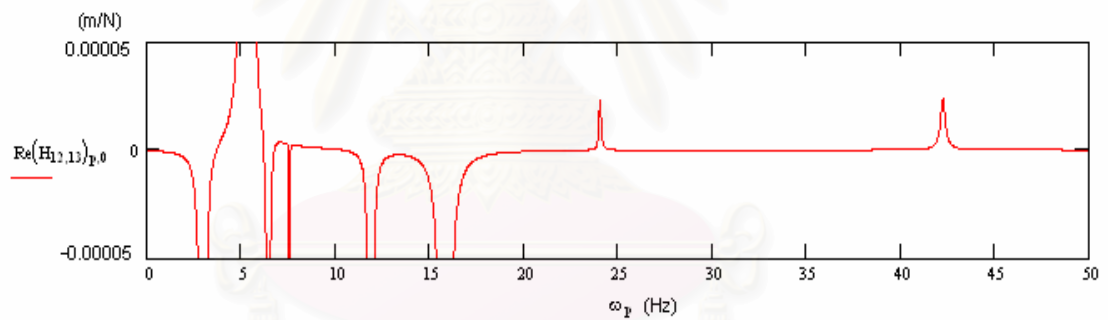
ภาคผนวก ข.

ข้อมูลแสดงผลการปรับปรุงแก้ไขเพื่อลดการสั่นสะเทือน

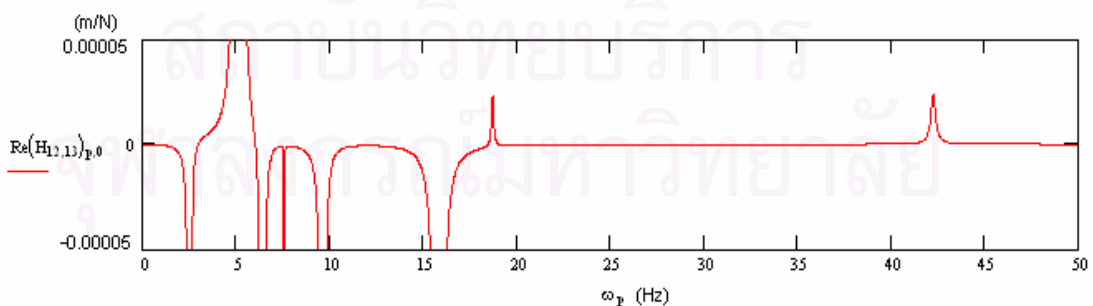
การปรับค่าทางกายภาพของรถเพื่อลดการสั่นสะเทือนของรถโดยการใช้โปรแกรม MathCAD2000 ซึ่งแสดงในภาคผนวก จ. แล้วผลที่ได้จากการปรับค่าทางกายภาพของรถเป็นดังกราฟต่อไปนี้



ก. เมื่อค่า k_a และ k_c เดิมเท่ากับ 214 kN/m

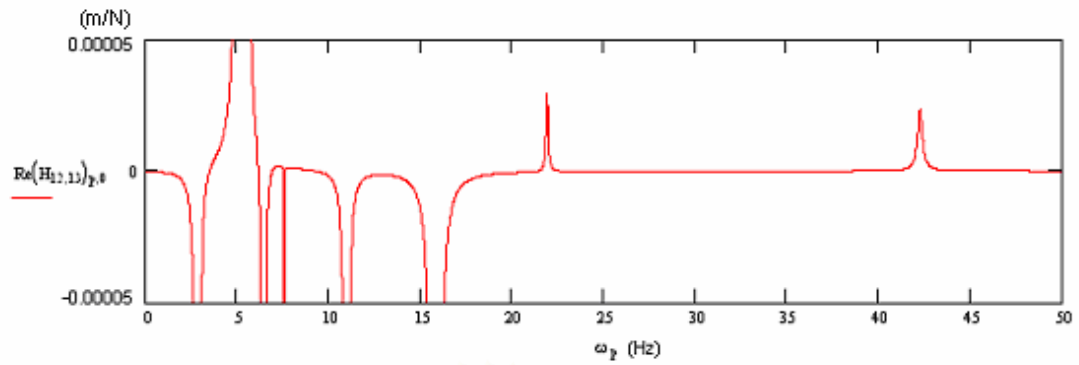


ข. เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนเป็น 300 kN/m

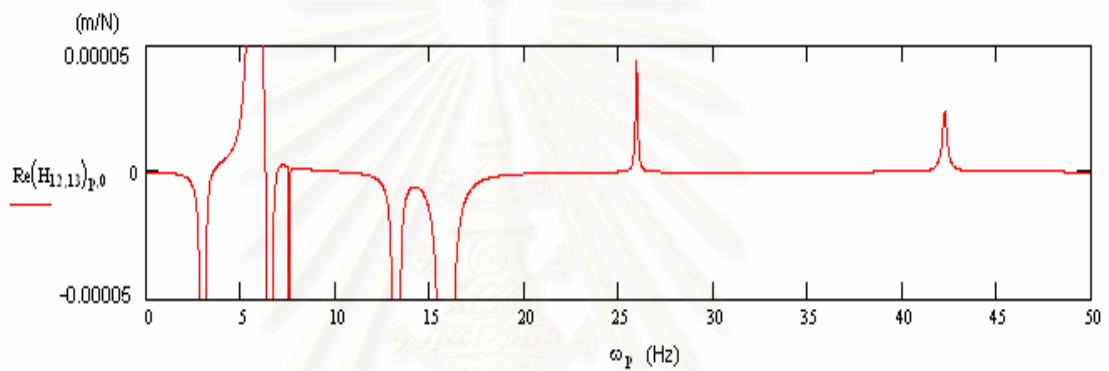


ค. เมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนเป็น 100 kN/m

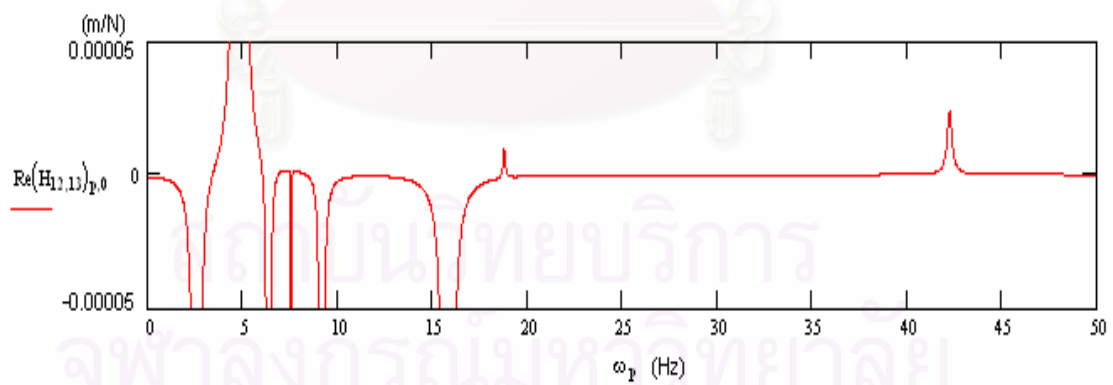
กราฟที่ 1. ข. ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_a และ k_c เปลี่ยนแปลง



ก. เมื่อค่า k_b และ k_d เดิมเท่ากับ 109.8 kN/m

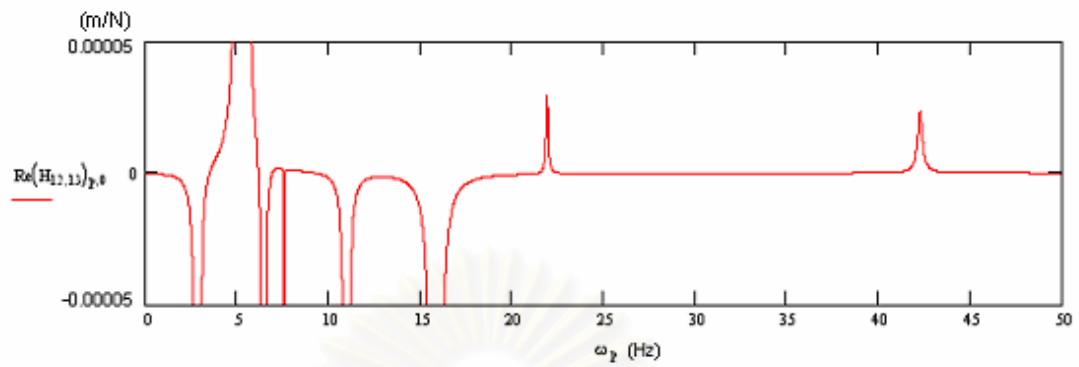


ข. เมื่อค่า k_b และ k_d เปลี่ยนเป็น 200 kN/m

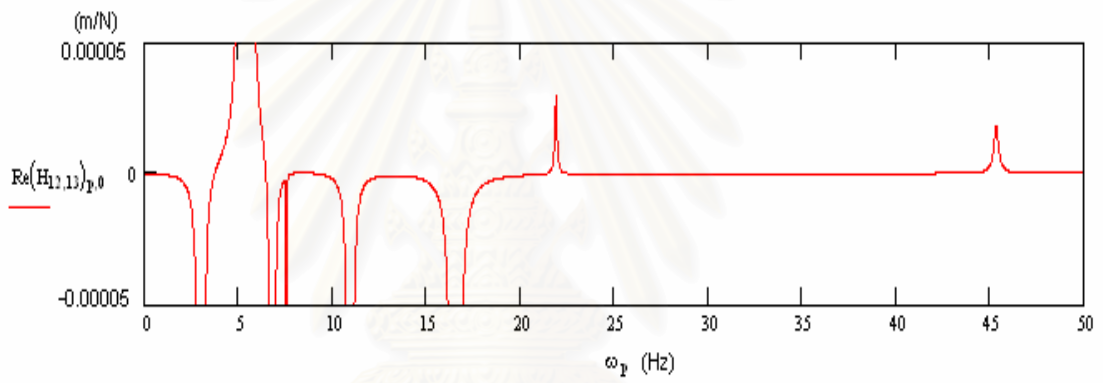


ค. เมื่อค่า k_b และ k_d เปลี่ยนเป็น 50 kN/m

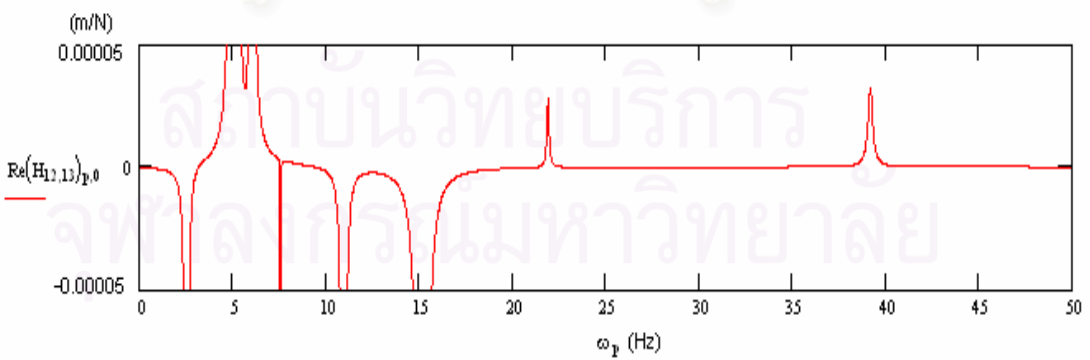
กราฟที่ 2. ข. ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_b และ k_d เปลี่ยนแปลง



ก. เมื่อค่า k_e และ k_g เดิมเท่ากับ 196 kN/m

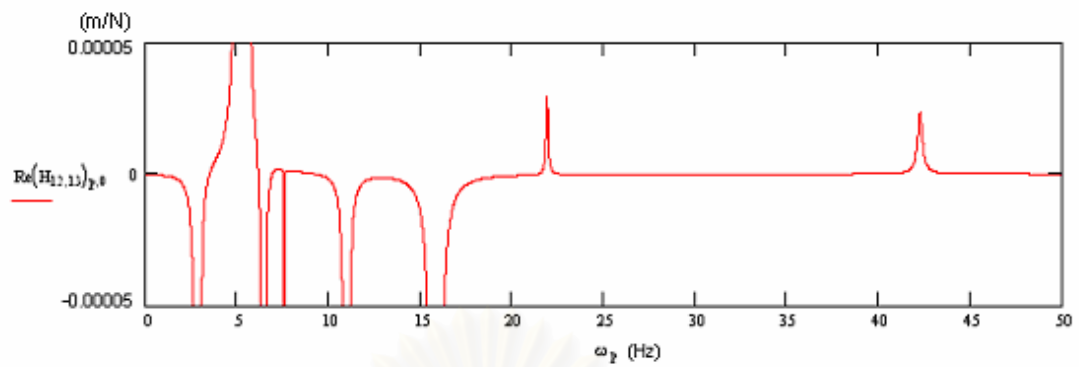


ข. เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนเป็น 300 kN/m

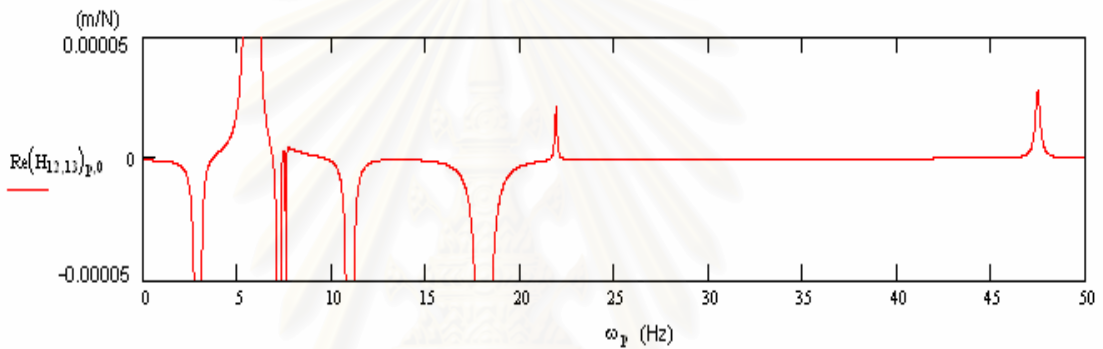


ค. เมื่อค่า k_e และ k_g เปลี่ยนเป็น 100 kN/m

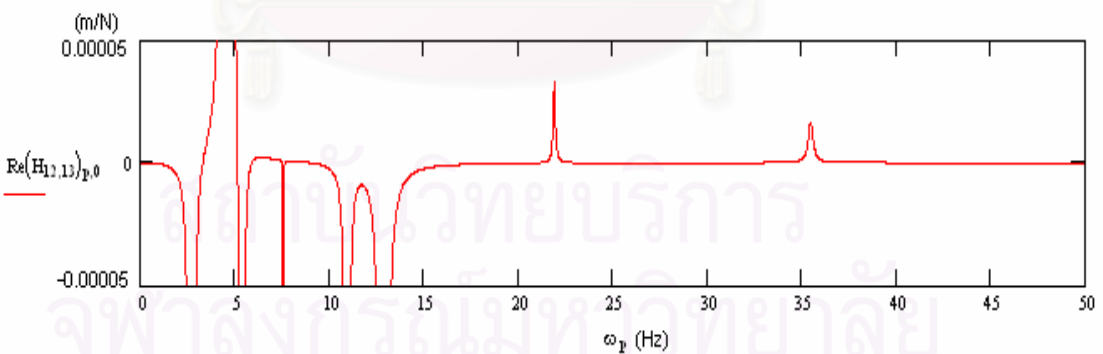
กราฟที่ 3. ซ. ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_o และ k_y เปลี่ยนแปลง



ก. เมื่อค่า k_f และ k_n เดิมเท่ากับ 255.8 kN/m

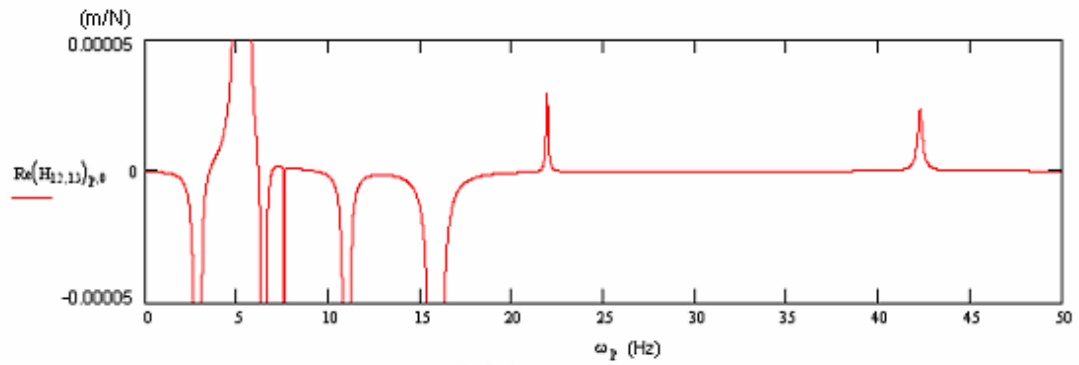


ข. เมื่อค่า k_f และ k_n เปลี่ยนเป็น 350 kN/m

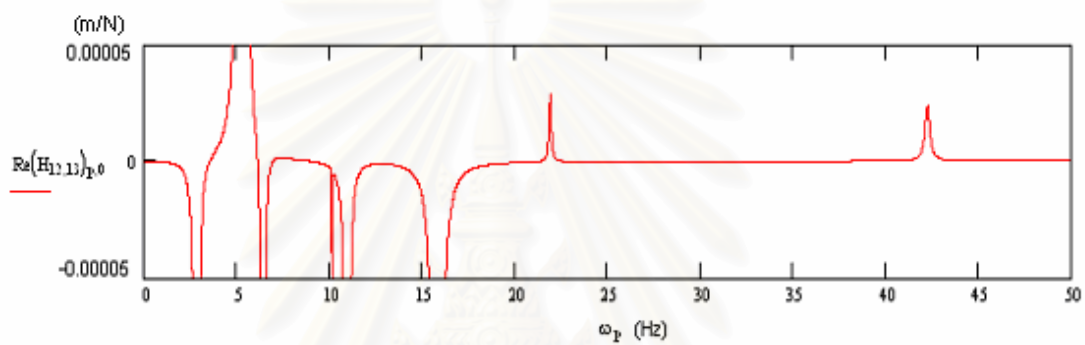


ค. เมื่อค่า k_f และ k_n เปลี่ยนเป็น 150 kN/m

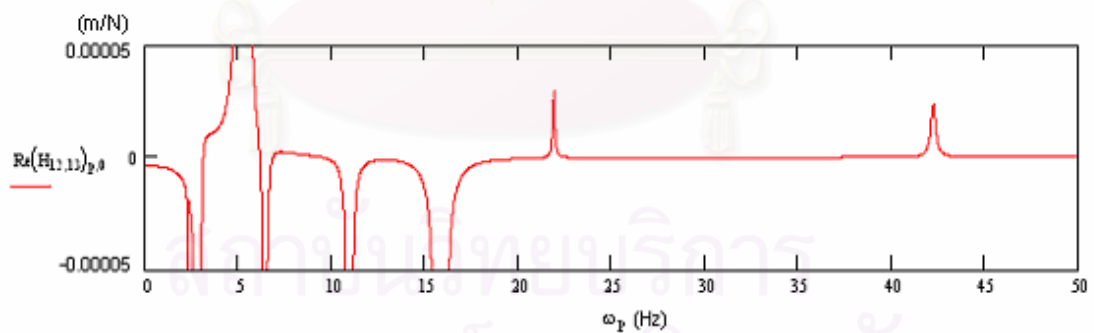
กราฟที่ 4. ซ. ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_f และ k_n เปลี่ยนเป็น 150 kN/m



ก. เมื่อค่า k_f เดิมเท่ากับ 11.1 kN/m



ข. เมื่อค่า k_f เปลี่ยนเป็น 20 kN/m

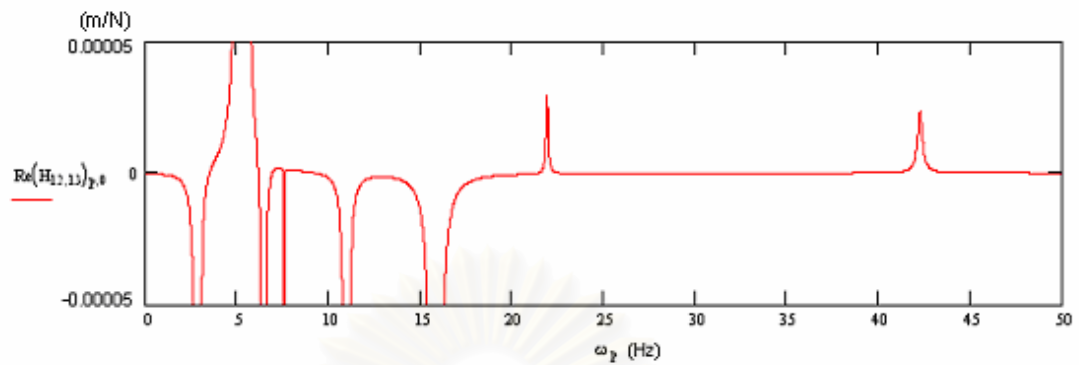


ค. เมื่อค่า k_f เปลี่ยนเป็น 1 kN/m

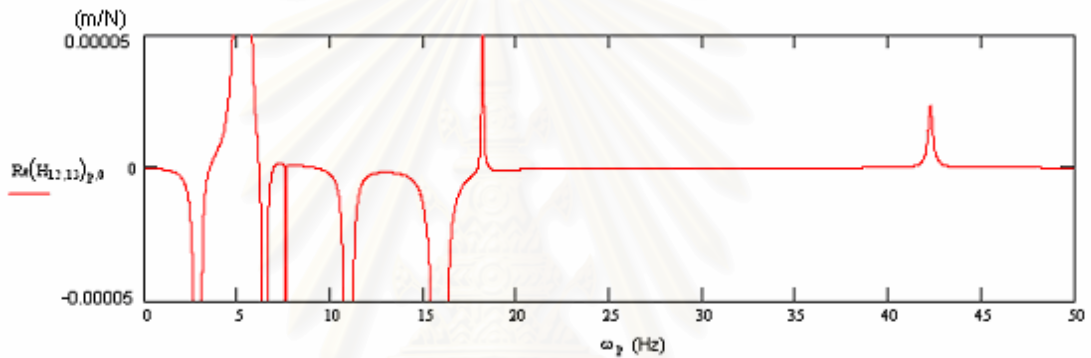
กราฟที่ 5. ข. ค่าความถี่ต่างๆที่มีแอมพลิจูดสูงสุดเมื่อค่า k_f เปลี่ยนแปลง

ต่อไปนี้เป็นกราฟที่แสดงการเปลี่ยนแปลงความถี่เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าคุณสมบัติทางกายภาพอื่นซึ่งได้เขียนอธิบายไว้ในแต่ละกราฟดังต่อไปนี้

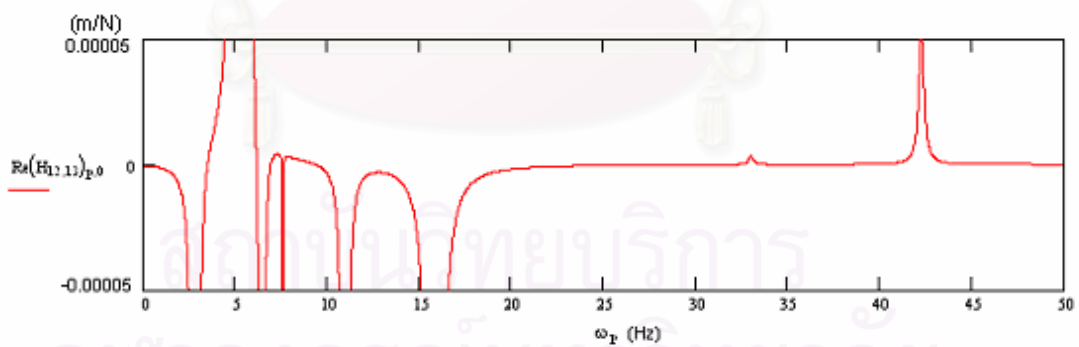
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_y เป็น 50 kg-m^2

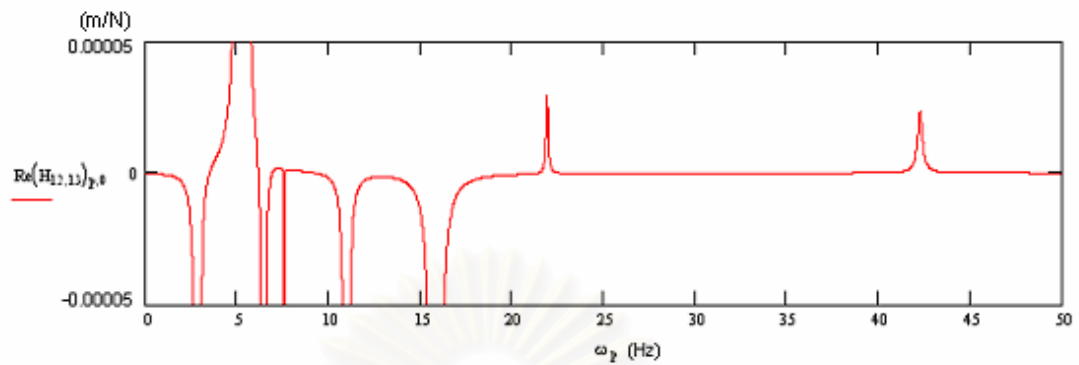


3. เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_y เป็น 15 kg-m^2

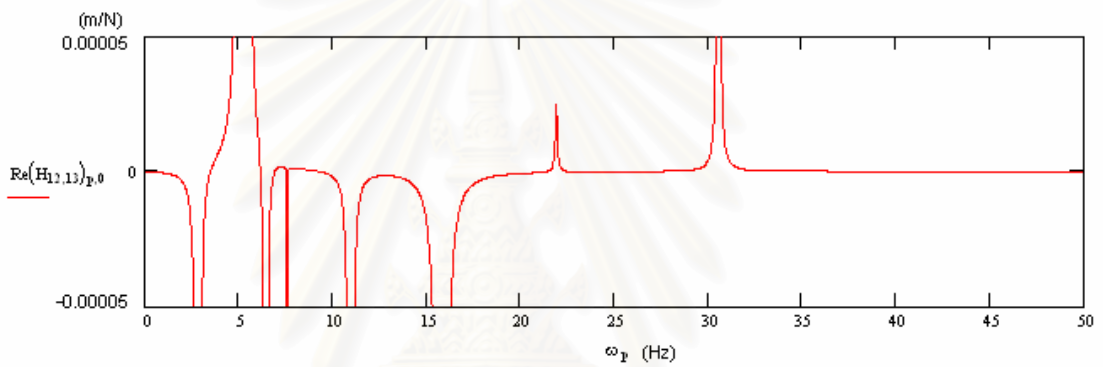


กราฟที่ 6. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_y

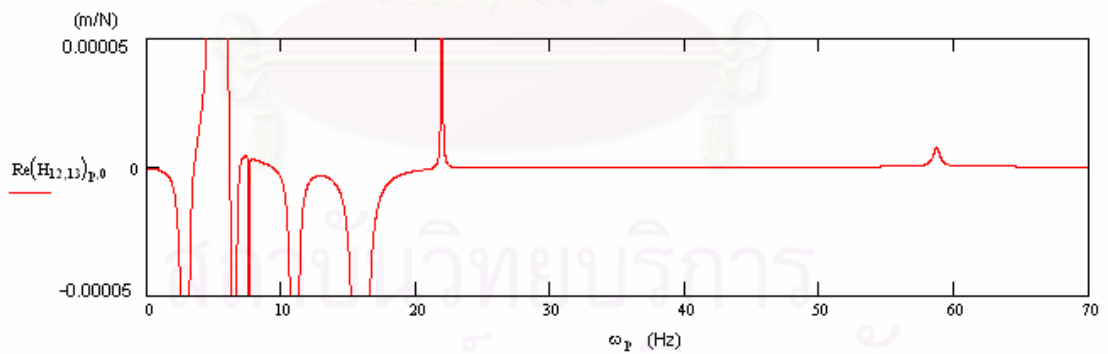
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_β เป็น 30 kg-m^2

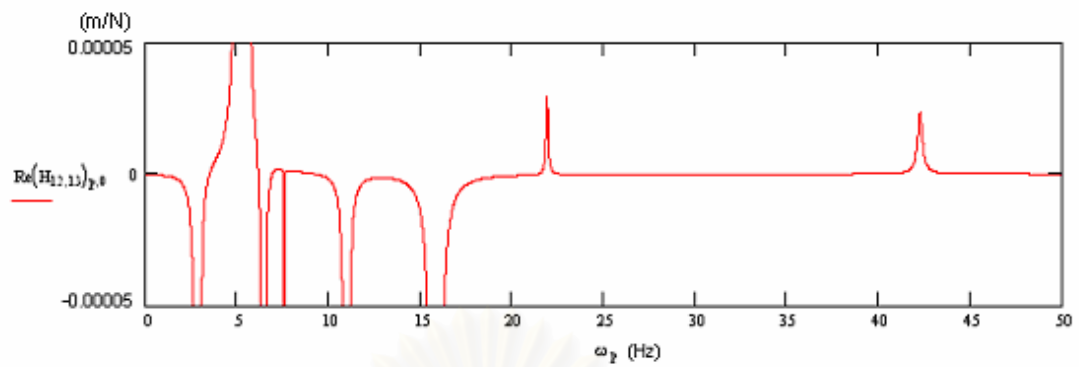


3. เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_β เป็น 8 kg-m^2

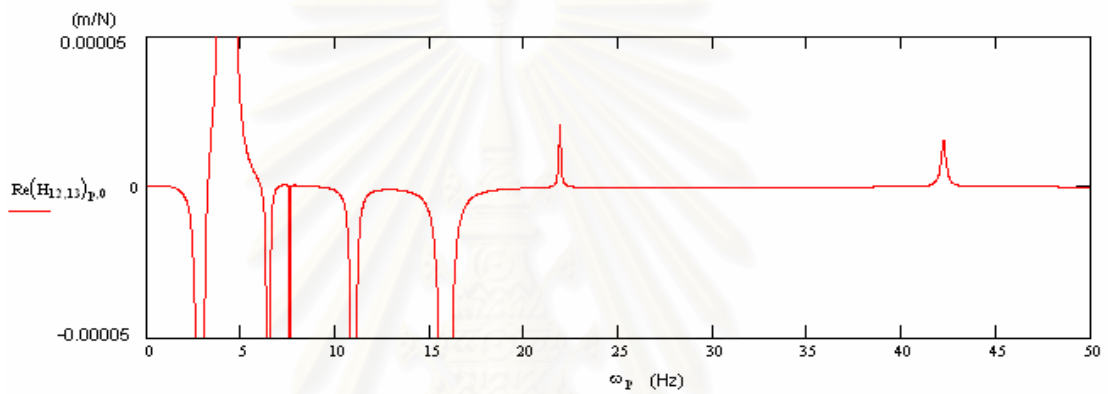


กราฟที่ 7. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_β

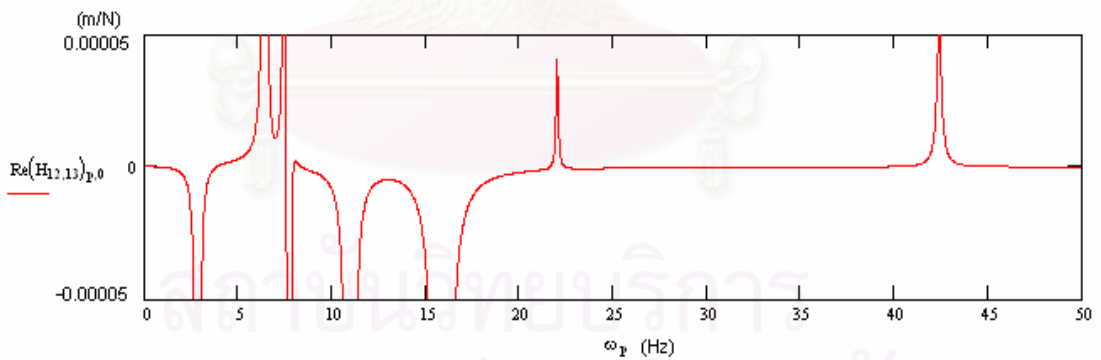
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_θ เป็น 500 kg-m^2

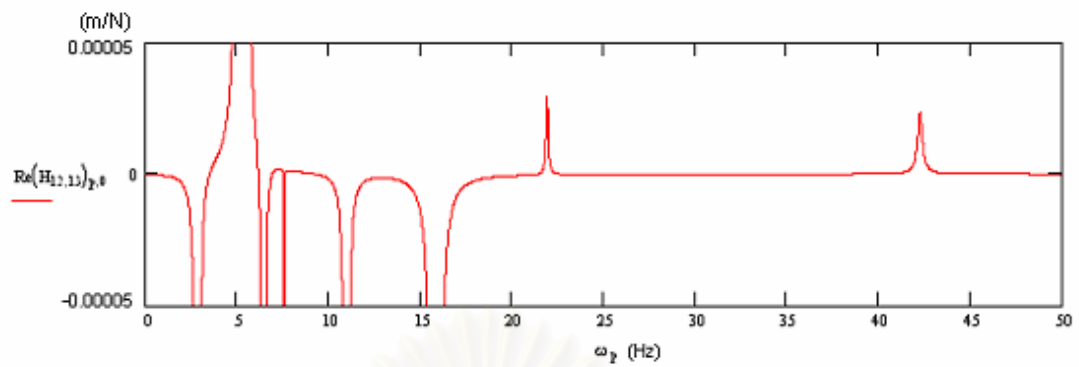


3. เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_θ เป็น 150 kg-m^2

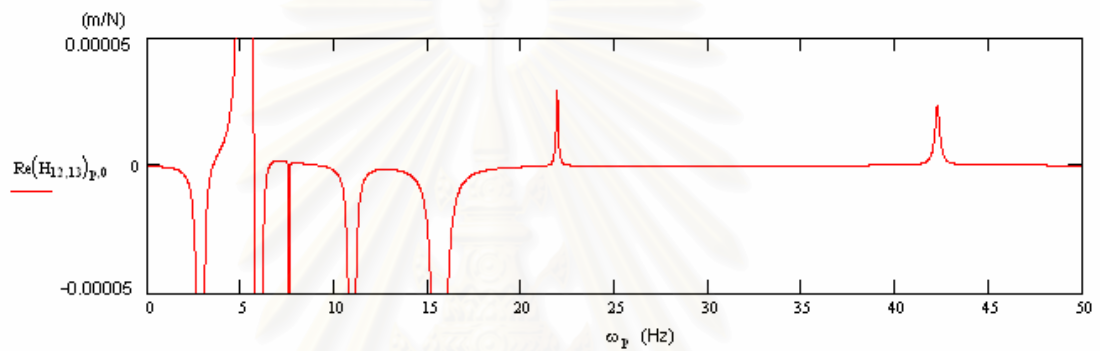


กราฟที่ 8. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_θ

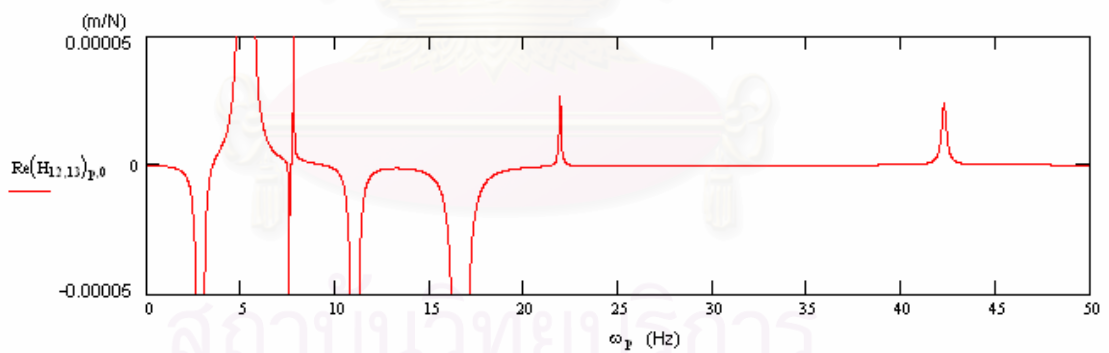
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_α เป็น 800 kg-m^2

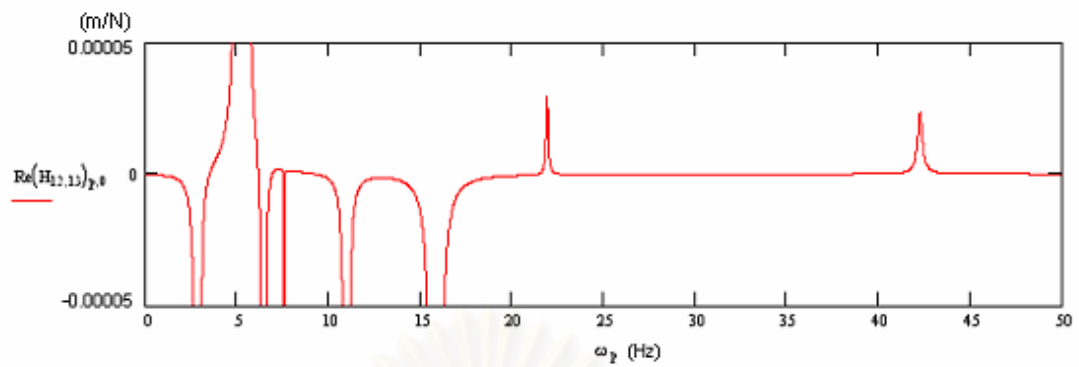


3. เมื่อลดโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_α เป็น 400 kg-m^2

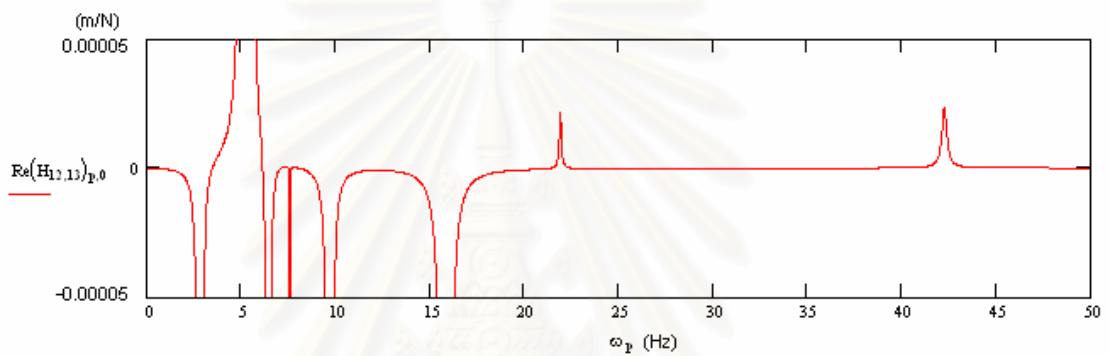


กราฟที่ 9. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวล I_α

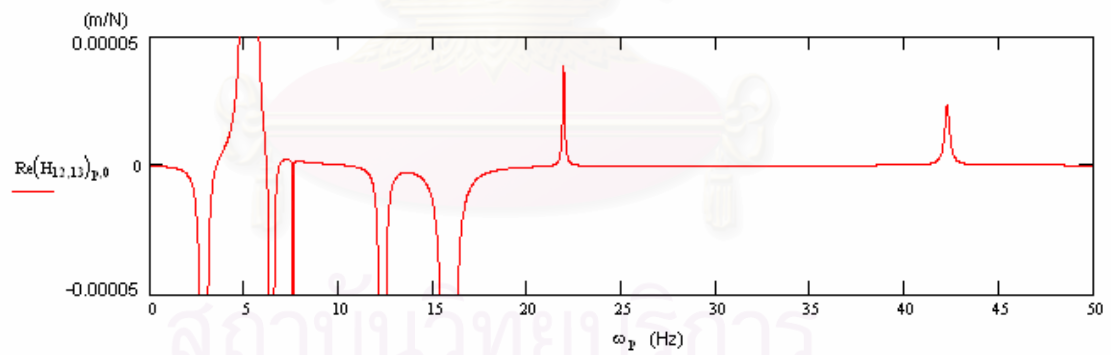
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มมวลชุดเพลาล้อหน้า m_{12} เป็น 250 kg

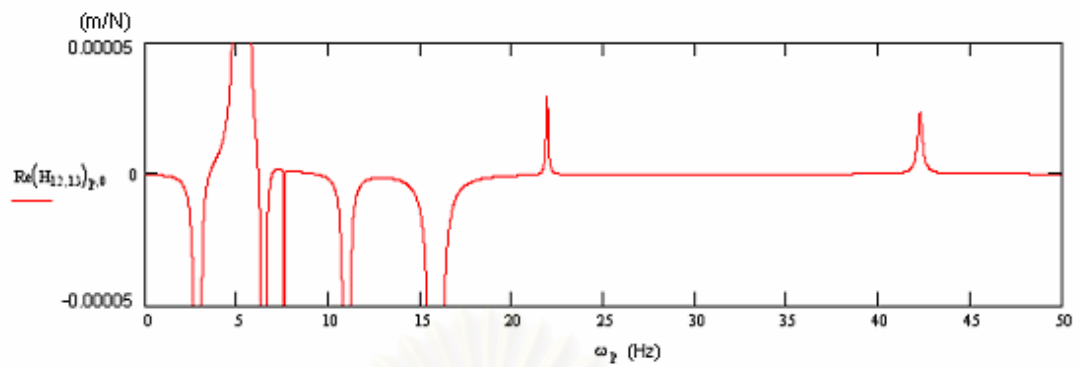


3. เมื่อลดมวลชุดเพลาล้อหน้า m_{12} เป็น 150 kg

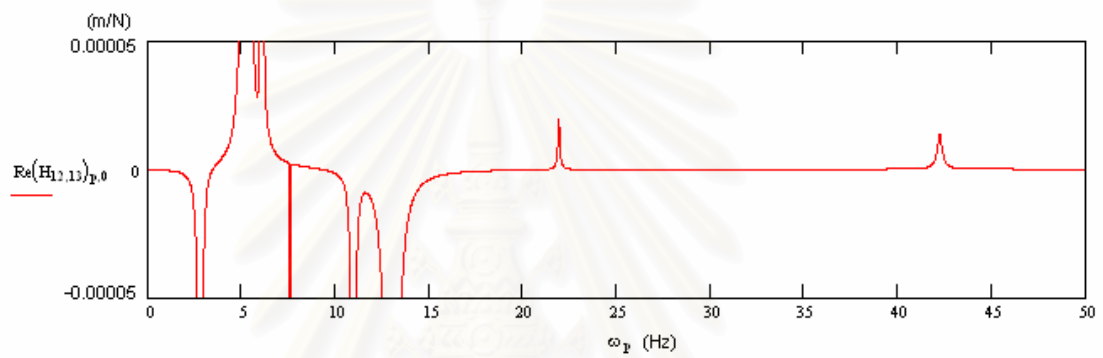


กราฟที่ 10. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมวล m_{12}

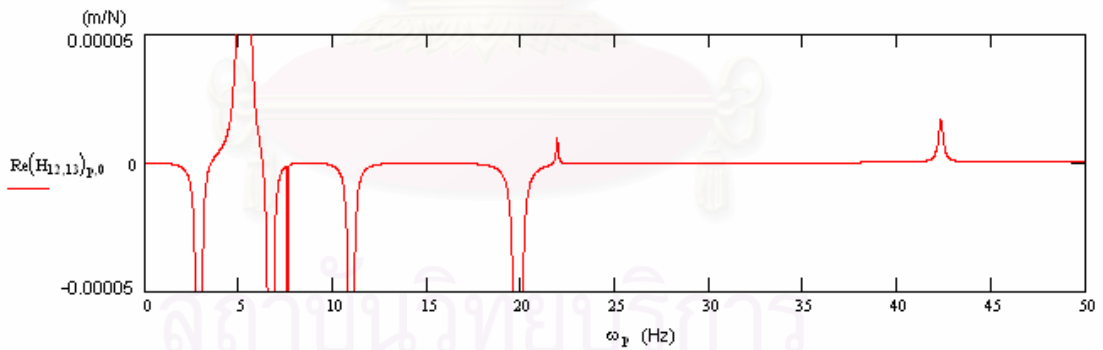
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มมวลชุดเพลาล้อหลัง m_{34} เป็น 300 kg

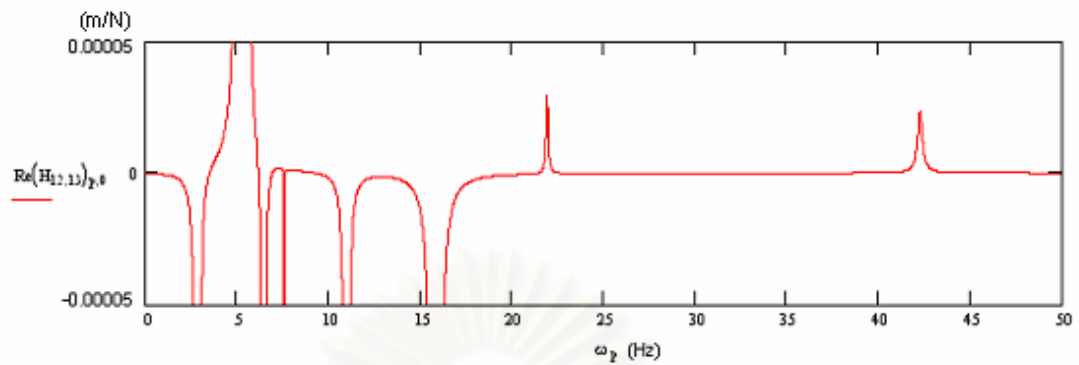


3. เมื่อลดมวลชุดเพลาล้อหลัง m_{34} เป็น 100 kg

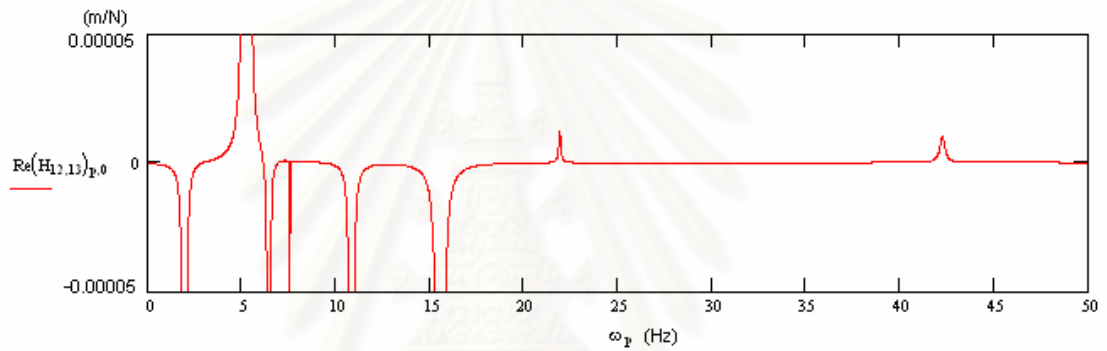


กราฟที่ 11. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมวล m_{34}

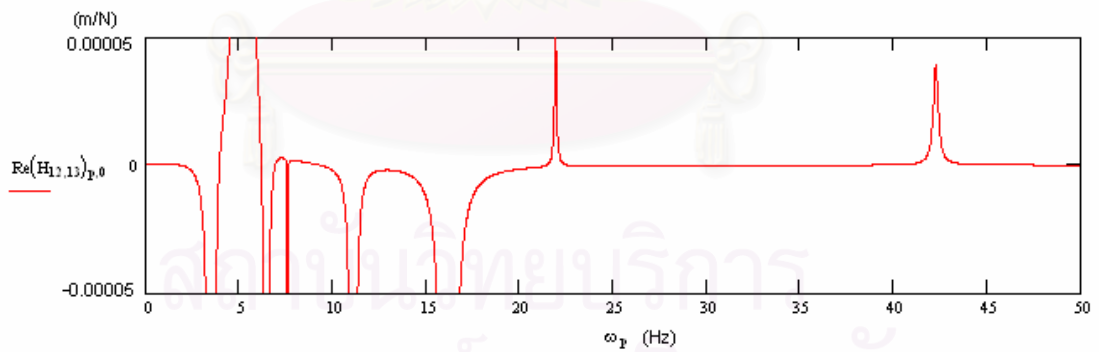
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มมวลของตัวรถ m_5 เป็น 3000 kg

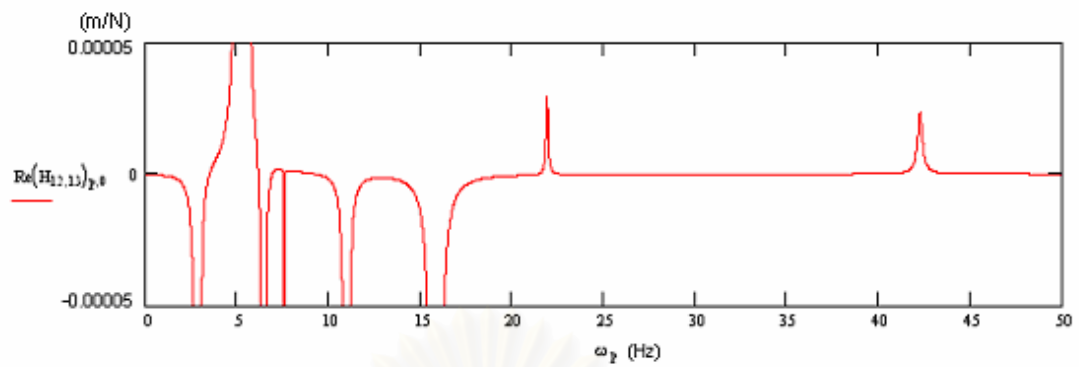


3. เมื่อลดมวลของตัวรถ m_5 เป็น 800 kg

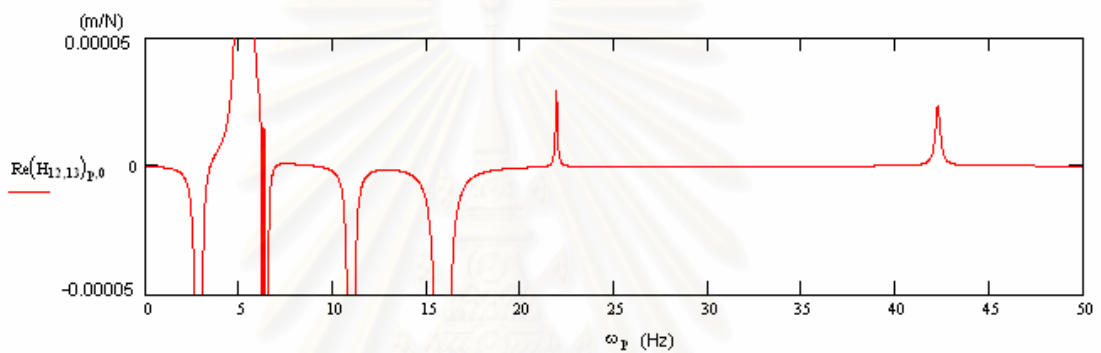


กราฟที่ 12. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมวล m_5

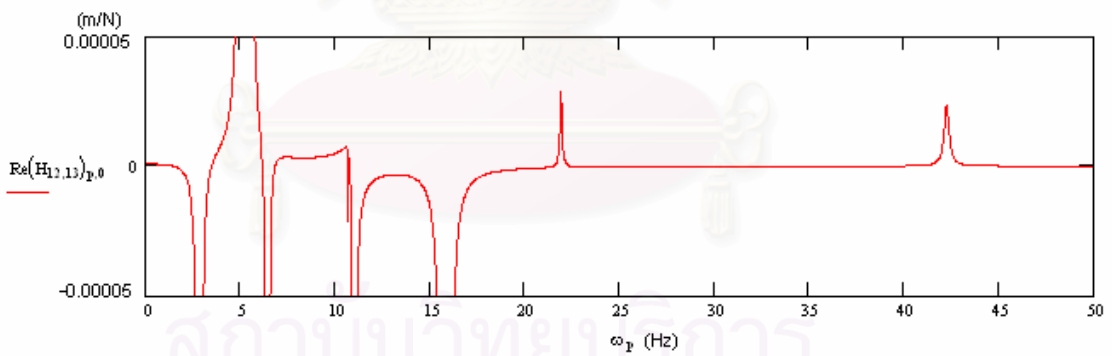
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มมวลของเบาะนั่ง m_6 เป็น 15 kg

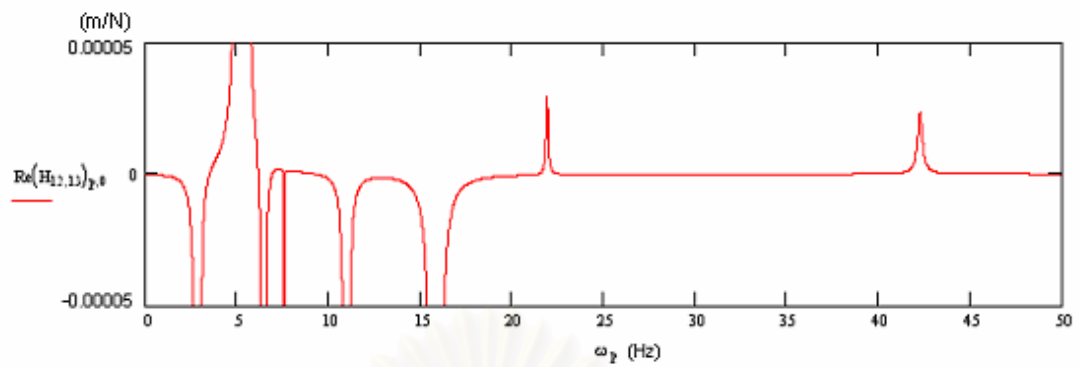


3. เมื่อลดมวลของเบาะนั่ง m_6 เป็น 5 kg

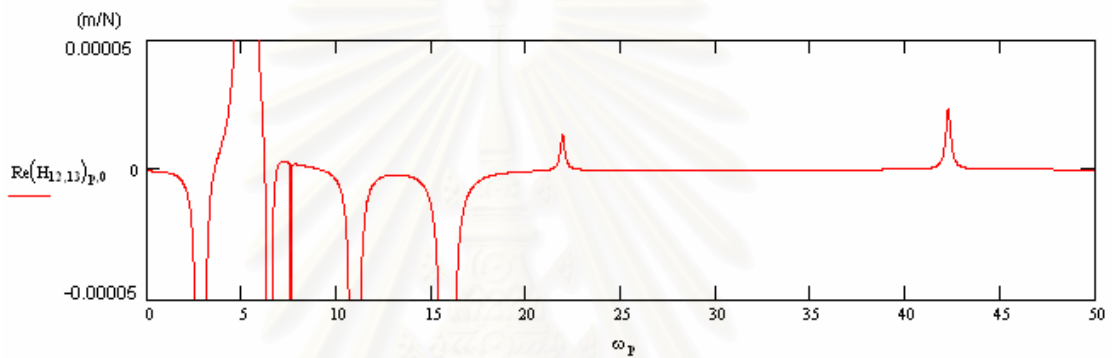


กราฟที่ 13. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงมวล m_6

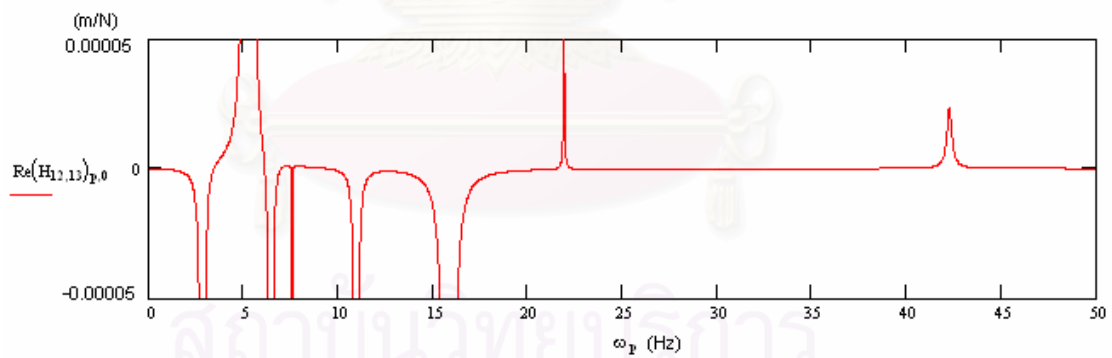
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหน้าทั้งสองข้าง c_b และ c_d เป็นข้างละ 20 N-s/m

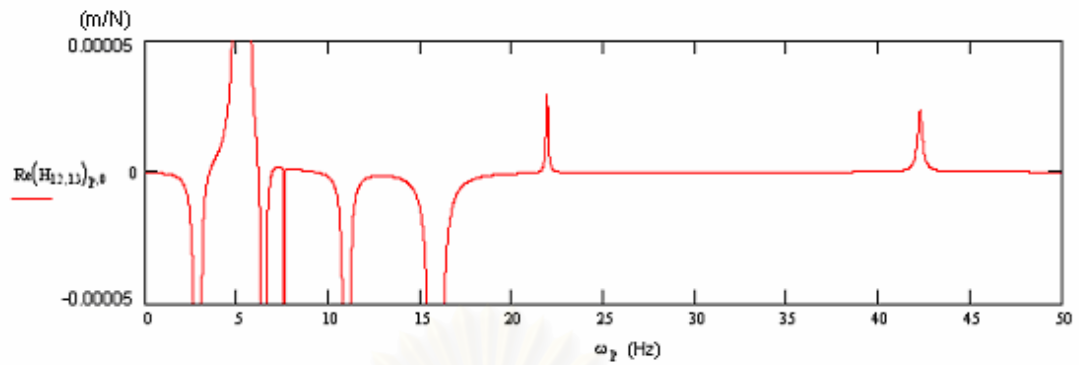


3. เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหน้าทั้งสองข้าง c_b และ c_d เป็นข้างละ 5 N-s/m

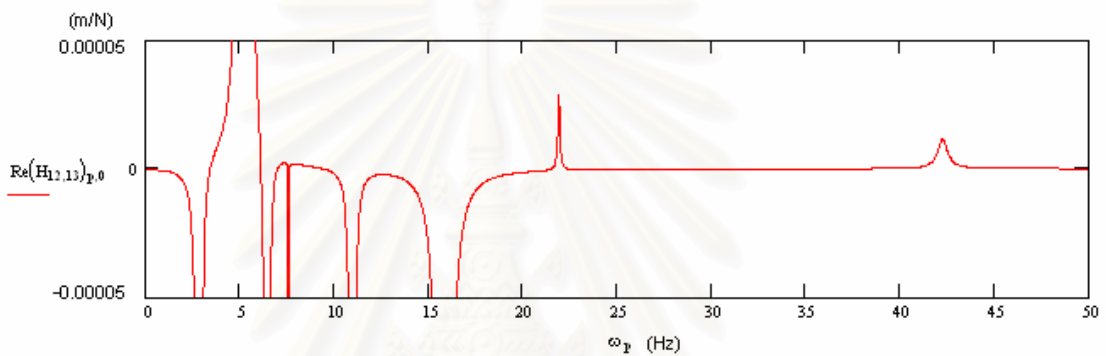


กราฟที่ 14. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหน้าทั้งสองข้าง c_b และ c_d

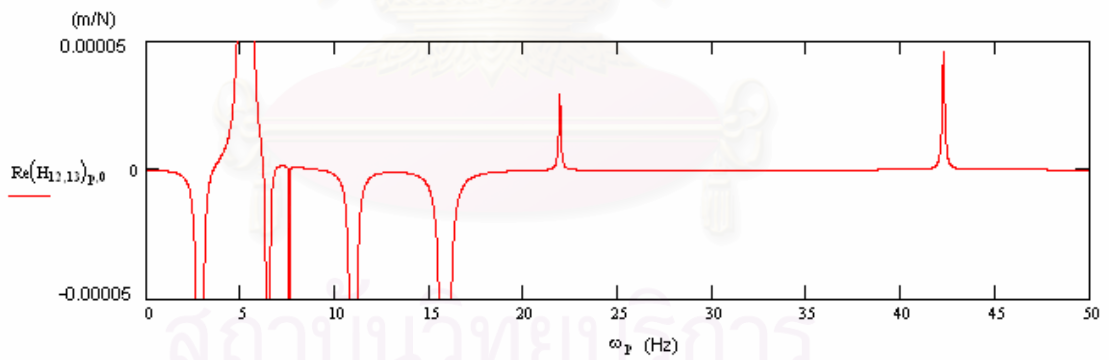
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหลังทั้งสองข้าง c_f และ c_h เป็นข้างละ 20 N-s/m

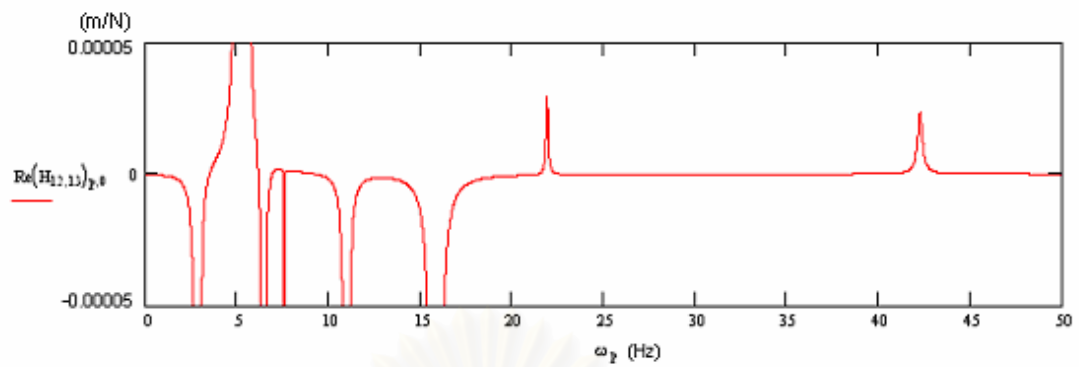


3. เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหลังทั้งสองข้าง c_f และ c_h เป็นข้างละ 5 N-s/m

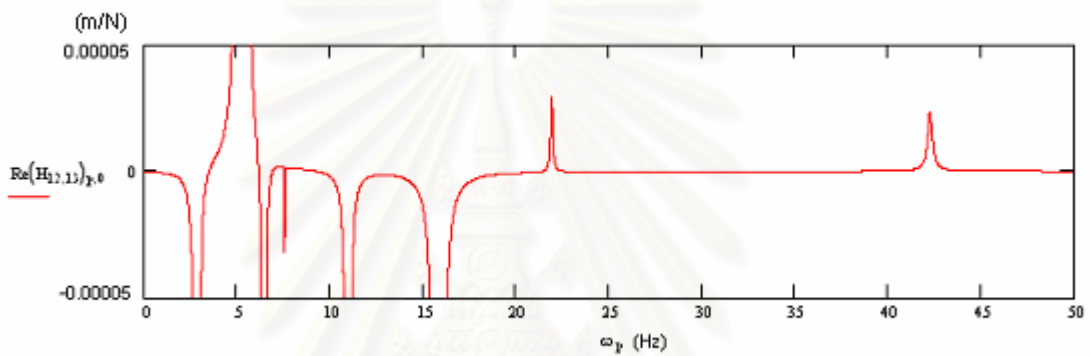


กราฟที่ 15. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของใช้คัพด้านหลังทั้งสองข้าง c_f และ c_h

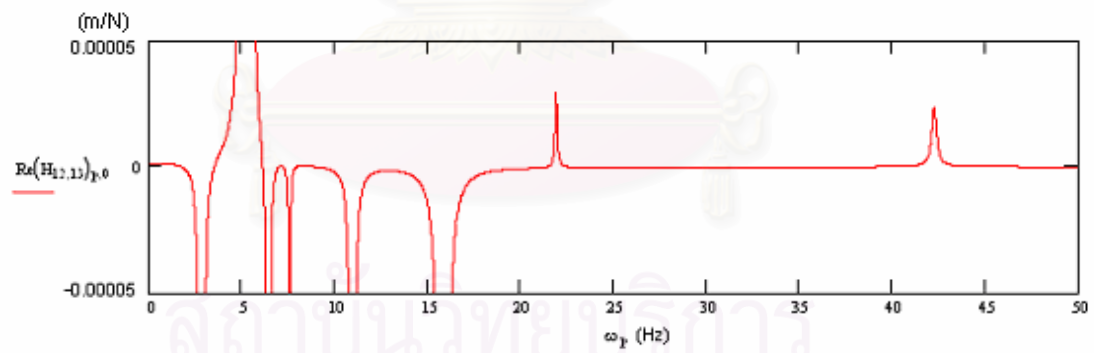
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของเบาะนั่ง c_j เป็น 1 N-s/m

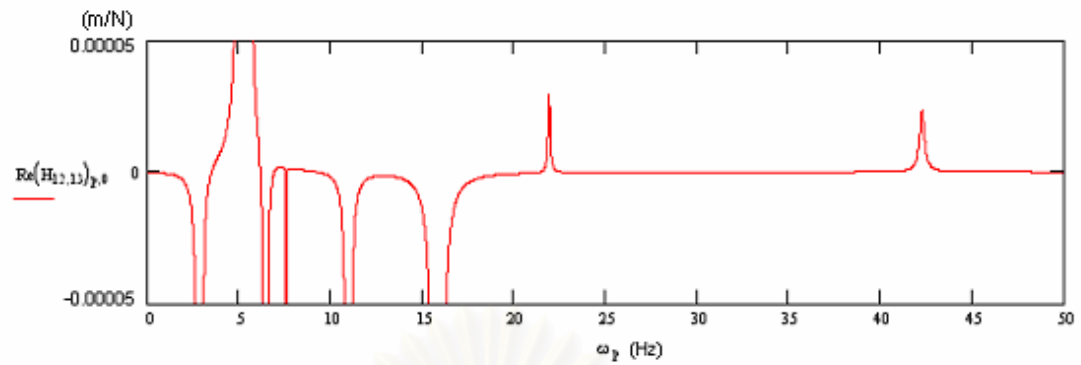


3. เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของเบาะนั่ง c_j เป็น 0.01 N-s/m

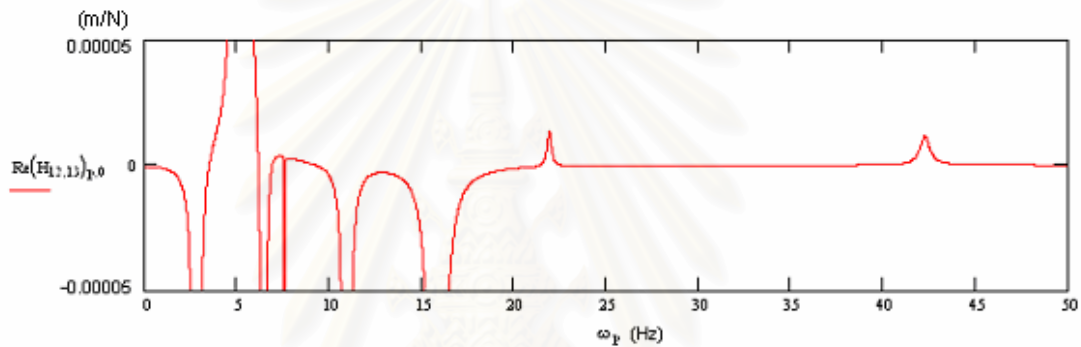


กราฟที่ 16. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของเบาะนั่ง c_j

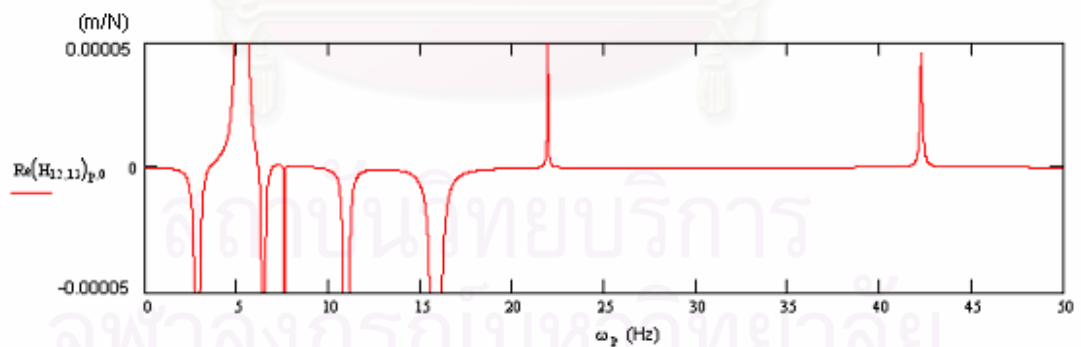
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังและด้านหลังทั้งสี่ข้าง c_b และ c_d กับ c_f และ c_n เป็นข้างละ 20 N-s/m

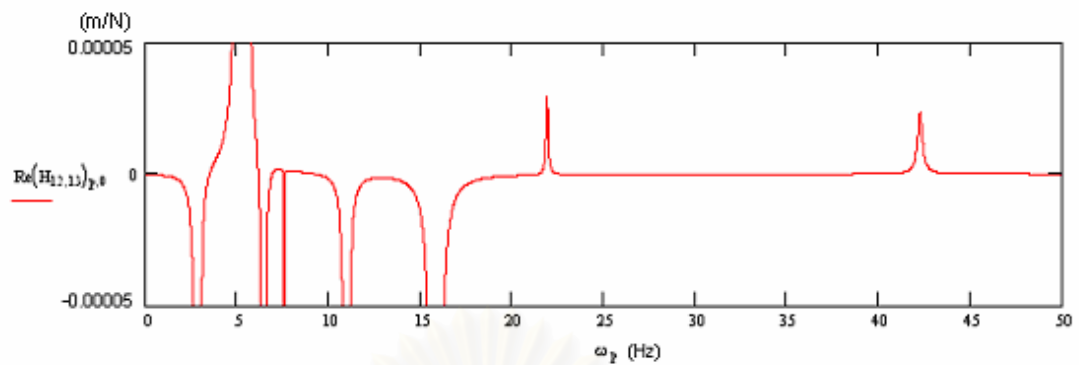


3. เมื่อลดค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังและด้านหลังทั้งสี่ข้าง c_b และ c_d กับ c_f และ c_n เป็นข้างละ 5 N-s/m

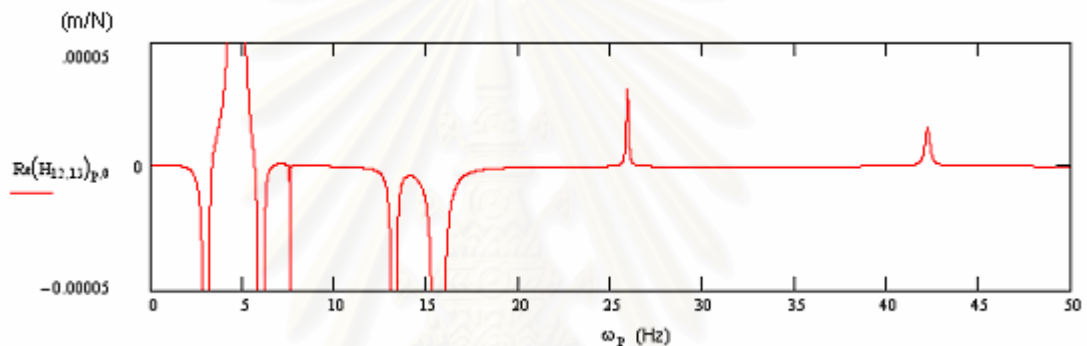


กราฟที่ 17. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความหน่วงของโช้คอัพด้านหลังและด้านหลังทั้งสี่ข้าง c_b และ c_d กับ c_f และ c_n

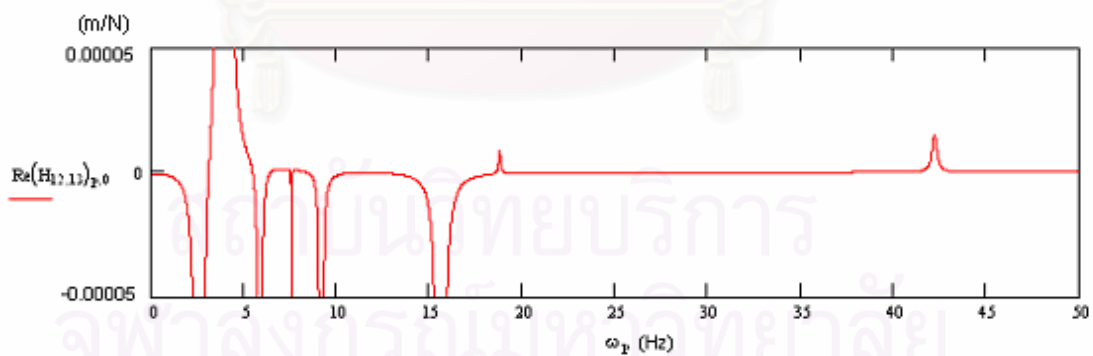
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 500 kg-s^2 และ I_α เป็น 800 kg-s^2 โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแขนบนหน้า k_b และ k_d เป็น 200 kN/m

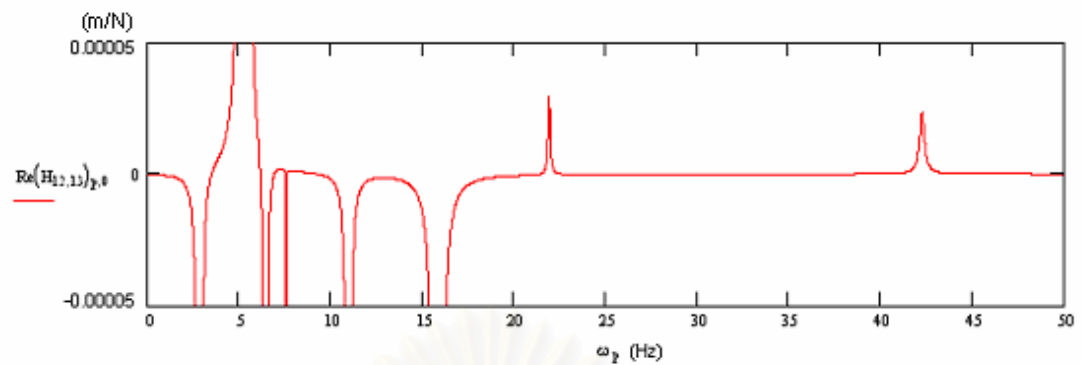


3. เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 500 kg-s^2 และ I_α เป็น 800 kg-s^2 โดยมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแขนบนหน้า k_b และ k_d เป็น 50 kN/m

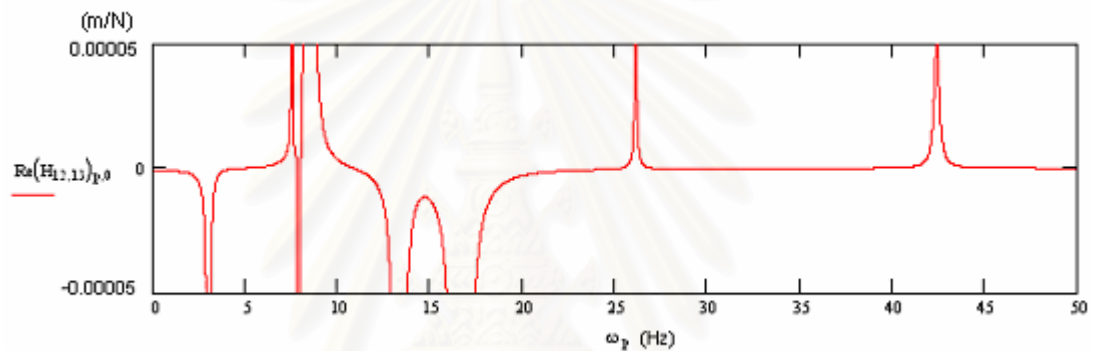


กราฟที่ 18. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ และ I_α โดยมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแขนบนหน้า k_b และ k_d

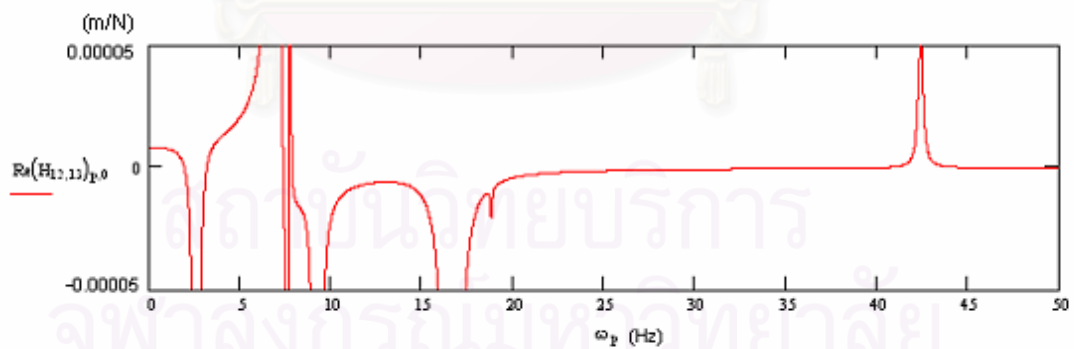
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_0 เป็น 150 kg-s^2 และ I_α เป็น 400 kg-s^2 โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหน้า k_b และ k_d เป็น 200 kN/m

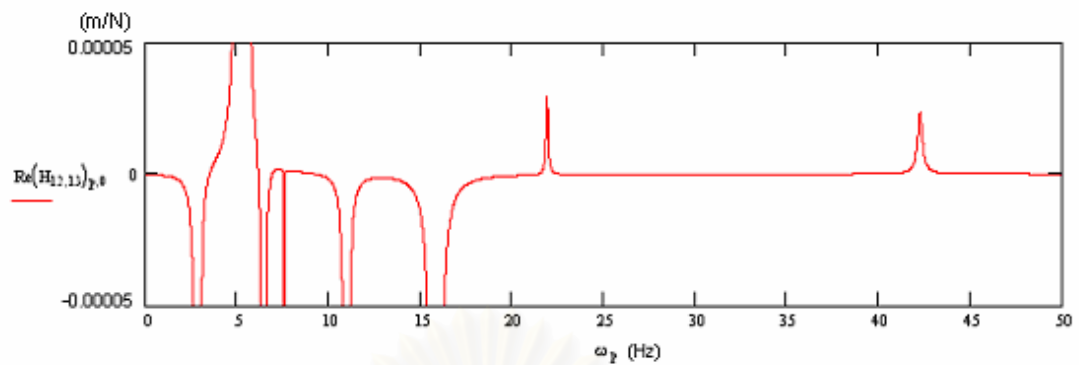


3. เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_0 เป็น 150 kg-s^2 และ I_α เป็น 400 kg-s^2 โดยมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหน้า k_b และ k_d เป็น 50 kN/m

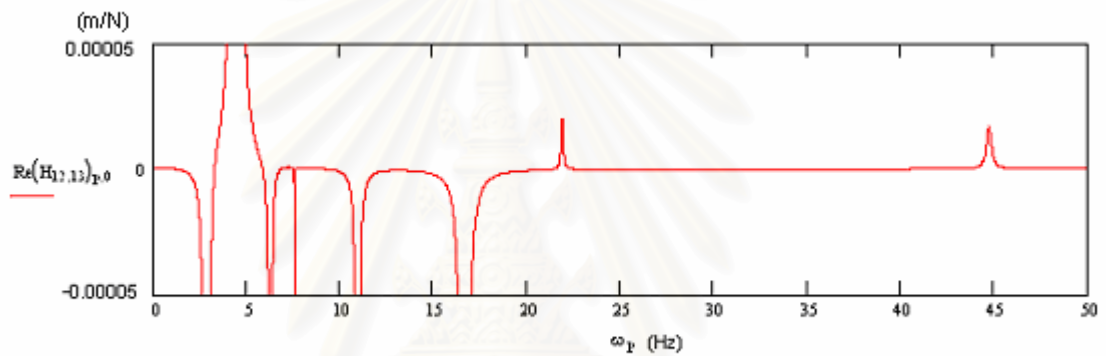


กราฟที่ 19. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_0 และ I_α โดยมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหน้า k_b และ k_d

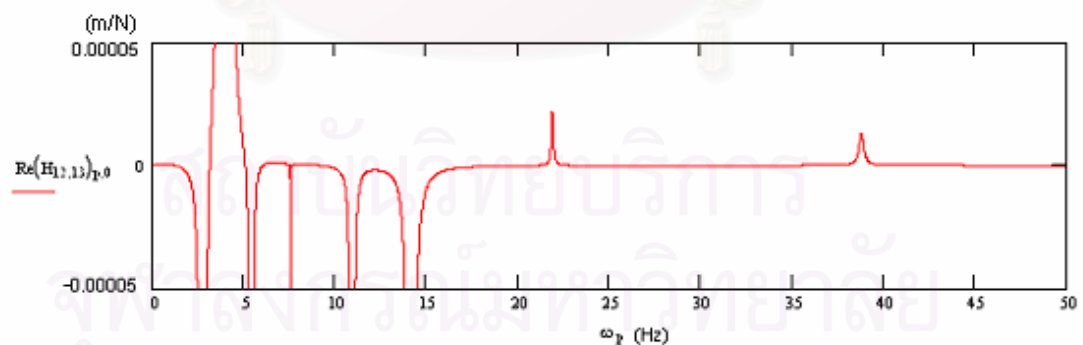
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 500 kg-s^2 และ I_α เป็น 800 kg-s^2 โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแทนหลัง k_f และ k_h เป็น 300 kN/m

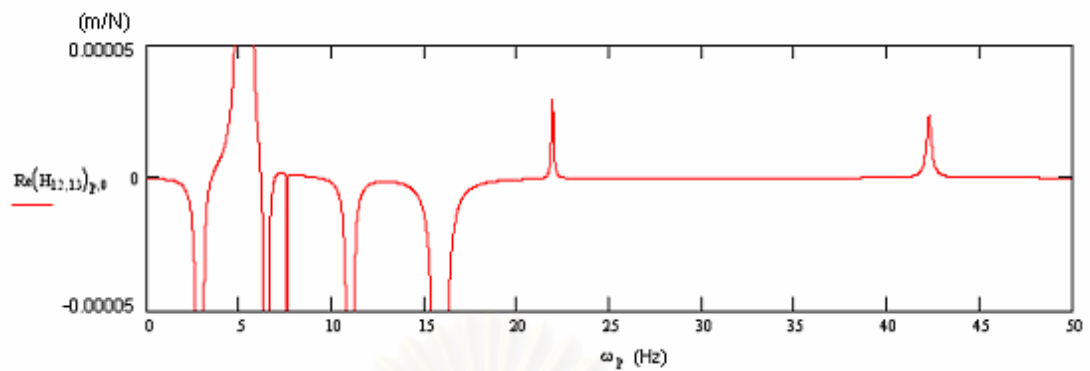


3. เมื่อเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 500 kg-s^2 และ I_α เป็น 800 kg-s^2 โดยมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแทนหลัง k_f และ k_h เป็น 200 kN/m

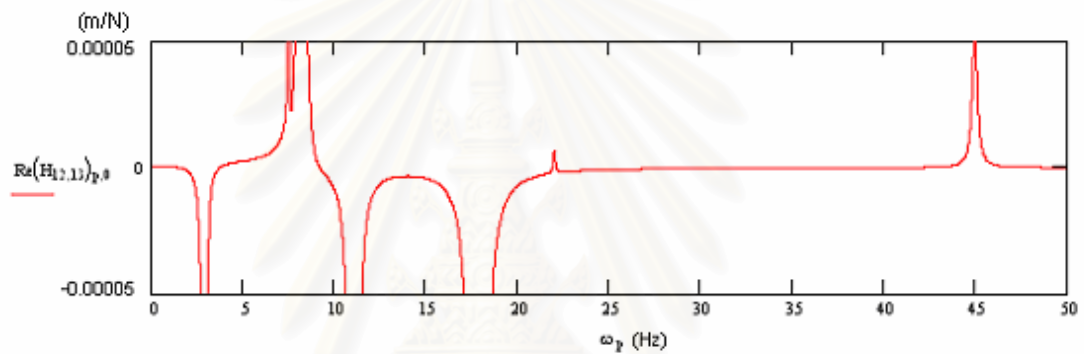


กราฟที่ 20. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการเพิ่มค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ และ I_α โดยมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแทนหลัง k_f และ k_h

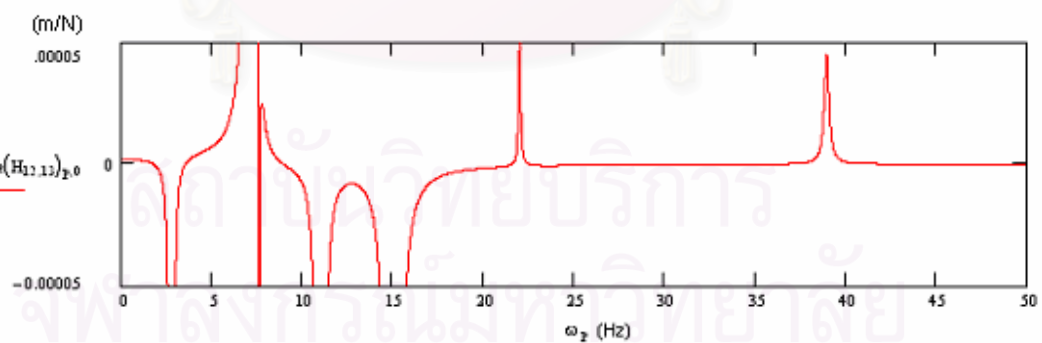
1. ความถี่ที่ค่าคุณสมบัติทางกายภาพเดิม



2. เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 150 kg-s^2 และ I_α เป็น 400 kg-s^2 โดยมีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหลัง k_f และ k_h เป็น 300 kN/m



3. เมื่อลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ เป็น 150 kg-s^2 และ I_α เป็น 400 kg-s^2 โดยมีการลดค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหลัง k_f และ k_h เป็น 200 kN/m



กราฟที่ 21. ข. การเปลี่ยนแปลงค่าความถี่ในโหมดต่างๆเมื่อมีการลดค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของตัวรถทั้งสองแนวการหมุน I_θ และ I_α โดยมีการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งแหวนหน้า k_f และ k_h

ภาคผนวก ซ.

จากการทดลองตามหัวข้อที่ 3.3 แล้วได้ข้อมูลการทดลองดังนี้

ชุดข้อมูลที่วัด	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางการหมุน	ตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล ห่างจากจุดศูนย์กลางการหมุนตามแนวแกน		เวลาที่ใช้ในการหมุน (วินาที/รอบ)	น้ำหนัก (กก.)	
		X(ซม.)	Y(ซม.)			
ชุดล้อและเพลาน้ำ	ระยะจากปลายล้อหน้าขวา 74.5 ซม.	0.80	8.00	3.00	192	
ชุดล้อและเพลาลัง	ระยะจากปลายล้อหลังขวา 67.3 ซม.	0.91	9.10	2.00	172	
ตัวรถ	1. หมุนตามแนวหน้า-หลัง	ระยะจากชุดล้อหน้ามาข้างหลัง 70 ซม.	3.20	32.00	4.50	1328
	2. หมุนตามแนวซ้าย-ขวา	ระยะจากตัวรถข้างขวา 85 ซม.	0.98	9.80	1.80	
เบาะนั่ง	ระยะจากด้านหน้าเบาะ 36 ซม. และจากด้านซ้ายของเบาะ 20 ซม.				10	

จากวิธีการคำนวณในหัวข้อ 3.3 ทำให้เราสามารถแสดงตัวอย่างการคำนวณค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงมวลของชุดเพลาล้อหน้าได้ดังนี้

จากสมการ $I_m = T^2 * m_t * g * l / (4 \pi^2)$

ข้อมูลที่ทราบของชุดล้อและเพลาน้ำจากการทดลองคือ

$$\begin{aligned} T &= 3.00 \text{ วินาที} \\ m_t &= 192 \text{ กิโลกรัม} \\ l &= 0.745 \text{ เมตร} \end{aligned}$$

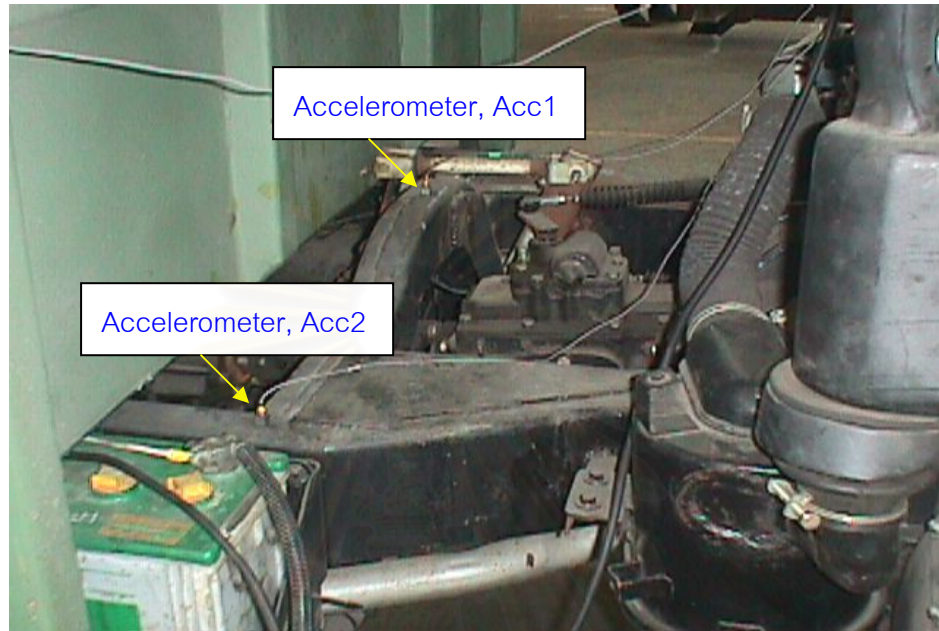
ดังนั้น $I_m = 34.217 \text{ กิโลกรัม-เมตร/วินาที}^2$



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ฉ.

ภาพการติดตั้งอุปกรณ์และการดำเนินการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวาง

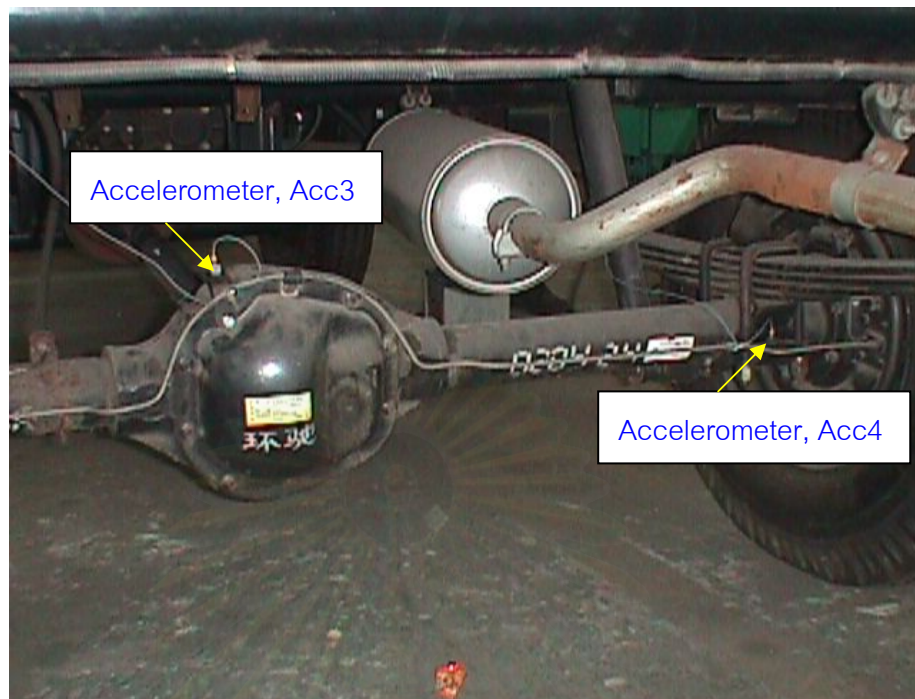


a.



b.

รูปที่ 1. ฉ. ภาพการติดตั้ง Accelerometer ในการดำเนินการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวาง
 a. แสดงตำแหน่ง Accelerometer บนตัวรถ b. แสดงตำแหน่ง Accelerometer บนเบาะนั่ง



a



b

รูปที่ 2. ณ. ภาพการติดตั้งอุปกรณ์ในการดำเนินการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวาง a. แสดงตำแหน่ง Accelerometer บนชุดล้อและเพลาหลัง b. แสดงการติดตั้งชุดอุปกรณ์ Pulse Analyzer



a.

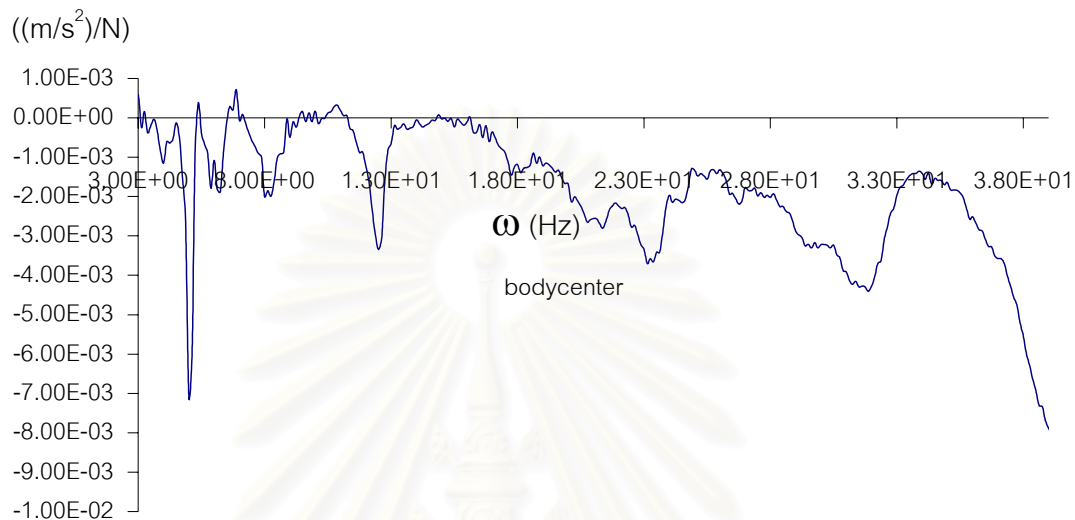


b.

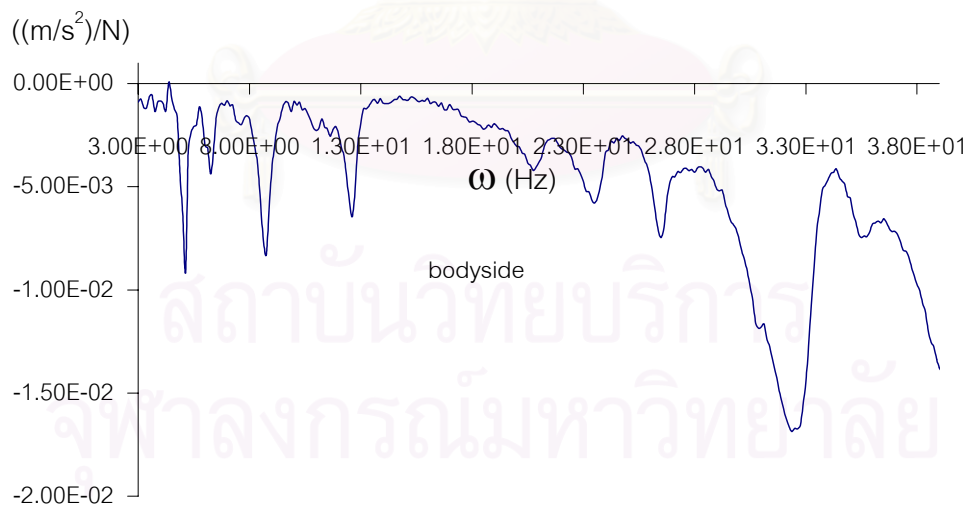
รูปที่ . ๗. ภาพการดำเนินการทดลองวิ่งรถข้ามสิ่งกีดขวาง a. แสดงตำแหน่งที่ล้อหน้าวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง b. แสดงตำแหน่งที่ล้อหลังวิ่งผ่านสิ่งกีดขวาง

ภาคผนวก ญ.

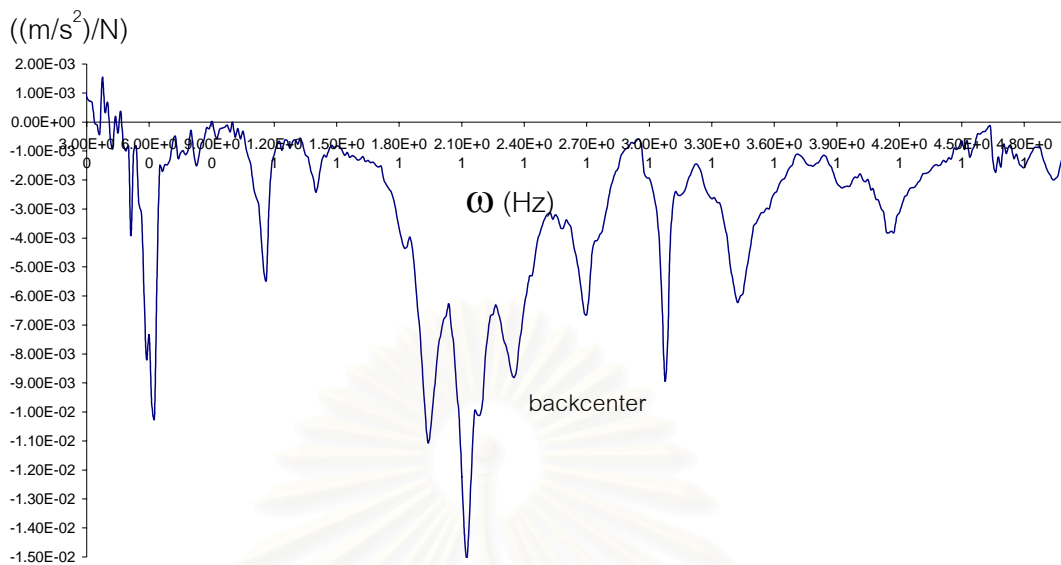
ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer ทั้งหมด 8 ตัว



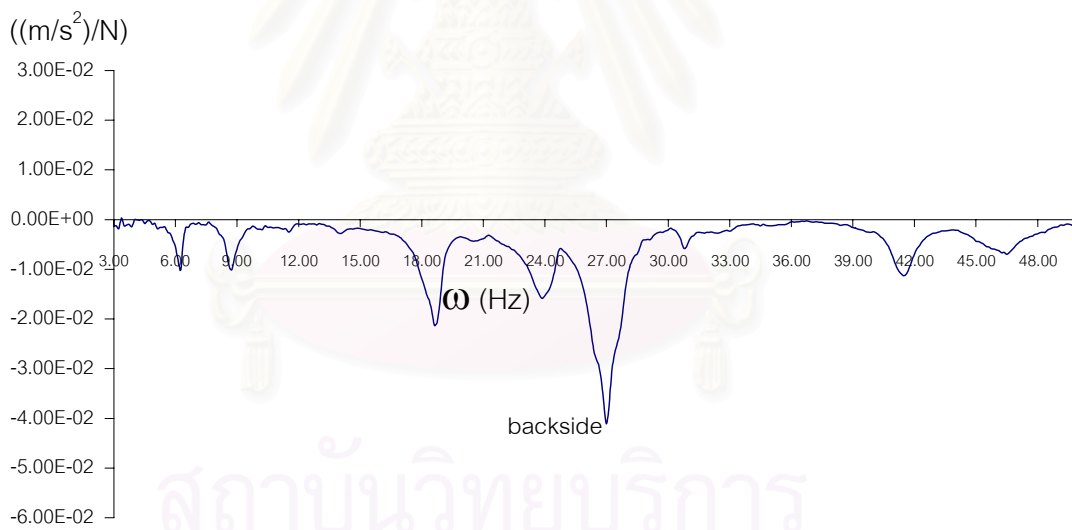
กราฟที่ 1. ญ. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc1



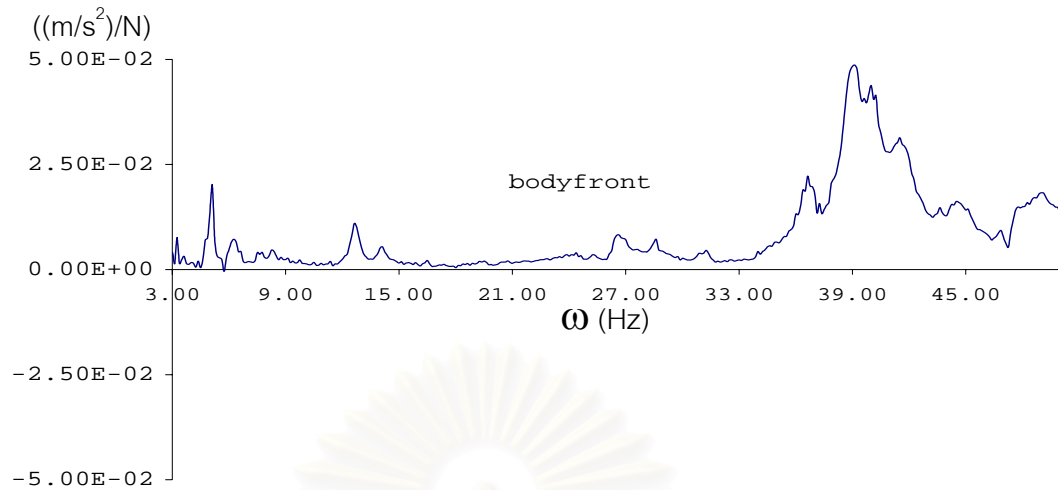
กราฟที่ 2. ญ. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc2



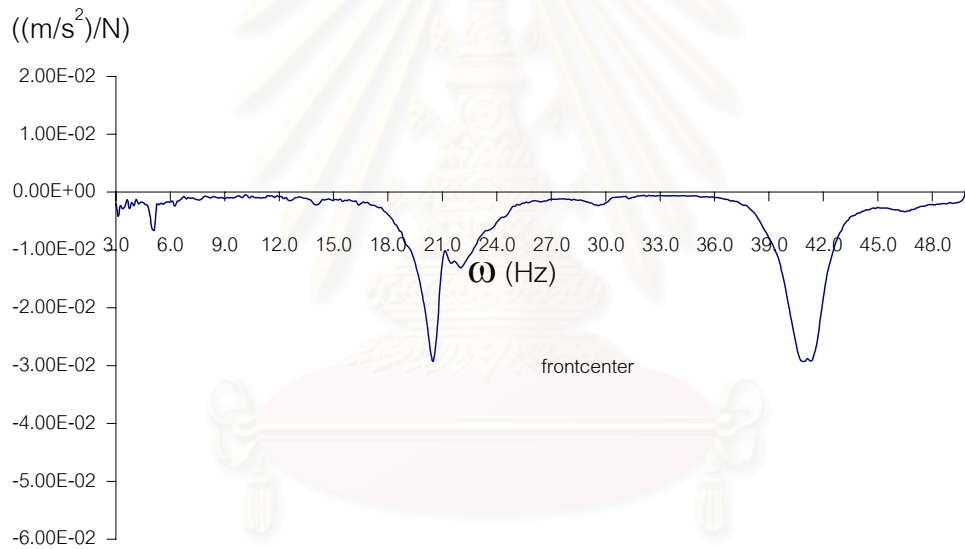
กราฟที่ 3. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc3



กราฟที่ 4. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc4

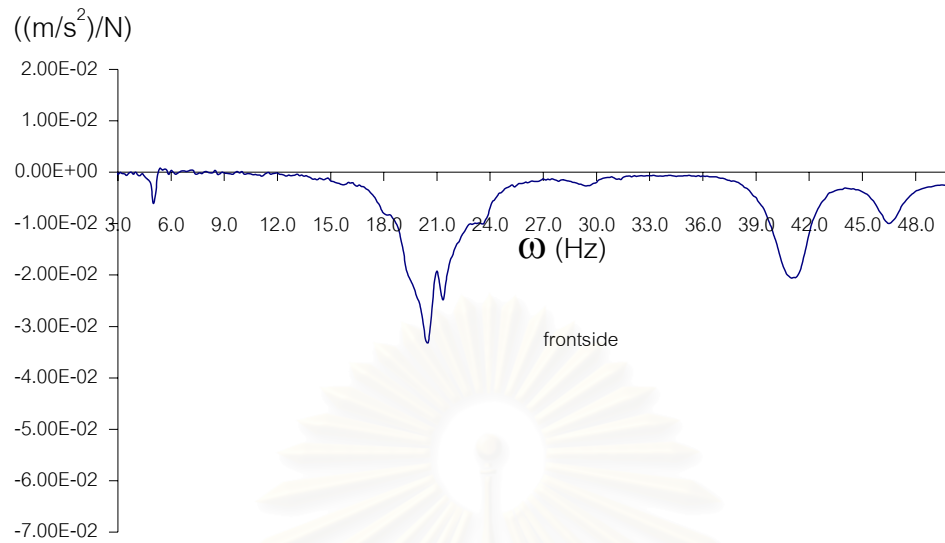


กราฟที่ 5. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc5

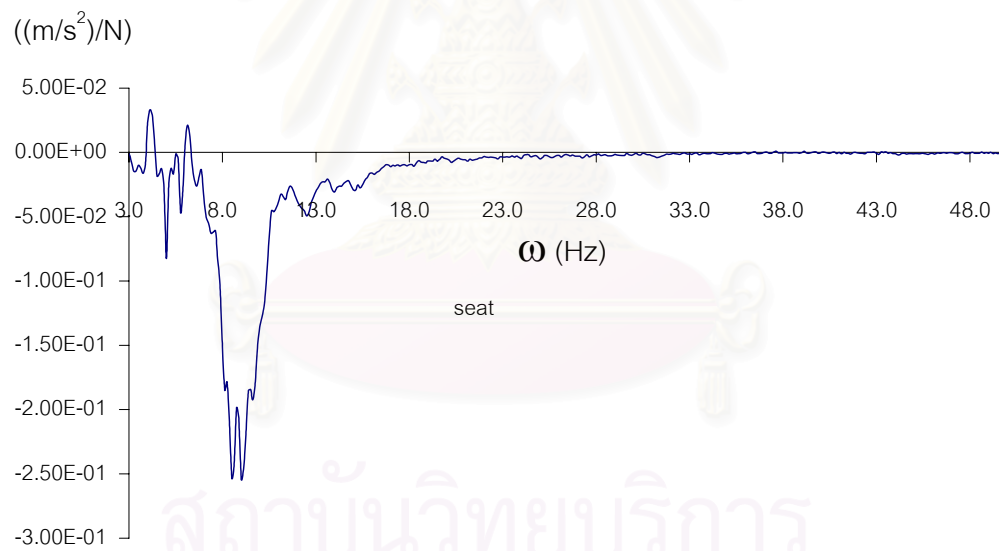


กราฟที่ 6. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc6

สถาบันวิจัยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



กราฟที่ 7. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc7



กราฟที่ 8. ผลของการเคาะที่จุดที่ใกล้กับตำแหน่งการติดตั้ง Accelerometer, Acc8

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายราเชน จามน้อยพรหม เกิดเมื่อวันที่ 17 กรกฎาคม พ.ศ. 2519 ที่บ้านเลขที่ 69 หมู่ที่ 5 บ้านดอนแดง ตำบลอากาศ อำเภออากาศอำนวย จังหวัดสกลนคร จบการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้นที่โรงเรียนอากาศอำนวยศึกษา จบการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายที่โรงเรียนสกลราชวิทยานุกูล จังหวัดสกลนคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารีเมื่อปี พ.ศ. 2542 เข้าศึกษาระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเมื่อปี พ.ศ. 2544 และสำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเมื่อปี พ.ศ. 2547



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย