

# Estimation of heavy vehicle rollover potential using reliability principles

## Estimación del potencial de rollover de vehículos pesados usando principios de confiabilidad

P. Cruz<sup>1\*</sup>, T. Echaveguren\*, P. González\*\*

\* Universidad de Concepción, Concepción. CHILE

\*\* MOVISMART Ltda., Concepción. CHILE

Fecha de Recepción: 02/08/2016

Fecha de Aceptación: 12/12/2016

PAG 05-14

### Abstract

Rollover is defined as a moving vehicle's abrupt loss of the trajectory of the center of gravity. In horizontal curves, it refers to overturning by an unbalance of the lateral acceleration. The likelihood that this turnover occurs can be estimated by studying the static rollover potential, which is calculated with lateral acceleration thresholds that, when being exceeded, make the vehicle to suffer a rollover. These models consider the geometry of the vehicle, the road and operating speed, and sometimes the vehicle's suspension system. This approach is suitable for analyzing the rollover potential of individual vehicles, but it is not very practical when analyzing vehicle fleets driving at operating speeds that follow a probability distribution according to the geometrical conditions of the environment and the type of vehicle. This work analyzes the rollover phenomenon through a probabilistic approach based on the reliability theory, which allows estimating the rollover risk considering random variables. It applies the Hasofer-Lind First-Order Reliability Method to calculate the rollover probability, based on the geometry, type of vehicle, and operating speed when taking horizontal curves. Additionally, it discusses three rollover calculation methods and presents the reliability theory concepts used herein. This paper describes the construction of limit state functions, experimental design, input data, and the failure probability curves for 4 types of vehicle and 3 input speeds. It was concluded that it is not recommendable to use a horizontal curve radius of less than 170 m, especially because heavy vehicles run the risk of suffering rollover.

**Keywords:** Rollover, lateral acceleration, operating speed, radius, failure probability, reliability

### Resumen

El rollover (volcamiento) se define como la pérdida brusca de la trayectoria del centro de gravedad de un vehículo en movimiento. En curvas horizontales, corresponde al volcamiento por descompensación de la aceleración lateral. La posibilidad de que ocurra este volcamiento se puede estimar mediante el estudio del potencial de rollover estático, el cual se estima usando umbrales de aceleración lateral que, al ser superados, llevan al vehículo a experimentar rollover. Estos modelos consideran la geometría del vehículo, del camino y la velocidad de operación y en algunos casos el sistema de amortiguación del vehículo. Este enfoque es adecuado para analizar el potencial de rollover vehículo a vehículo, pero resulta poco práctico para analizar flotas de vehículos que circulan a una velocidad de operación que sigue una distribución de probabilidades según las condiciones geométricas de entorno y tipo de vehículo. En este trabajo se analiza el fenómeno de rollover mediante un enfoque probabilístico basado en la teoría de la confiabilidad. A partir de este enfoque, es posible estimar la probabilidad de que ocurra rollover considerando variables aleatorias. Se utilizó el método de análisis de confiabilidad de primer orden de Hasofer-Lind para estimar la probabilidad de ocurrencia de rollover, en función de la geometría, tipo de vehículo y la velocidad de operación de entrada a curvas horizontales. Se discuten tres modelos de cálculo de rollover, y se presentan los conceptos de la teoría de la confiabilidad empleados. Se describe la construcción de las funciones de estado límite, el diseño experimental, los datos de entrada, y la curvas de probabilidad de falla para 4 tipos de vehículo y 3 velocidades de entrada. Se concluyó que no resulta aconsejable utilizar radios de curvas horizontales menores a 170 m toda vez que los vehículos pesados exhiben una probabilidad no nula de experimentar rollover.

**Palabras clave:** Rollover, aceleración lateral, velocidad de operación, radio, probabilidad de falla, confiabilidad

## 1. Introducción

El rollover se define como la desestabilización del centro de gravedad de un vehículo. Produce una fuerza volcane que separa del pavimento las ruedas del vehículo, acompañada de una pérdida brusca del control del vehículo y de su trayectoria, terminando generalmente en un accidente. En curvas horizontales, el rollover afecta principalmente a los vehículos pesados que ingresan a las curvas a velocidades elevadas. El fenómeno se magnifica cuando además los vehículos pesados poseen trochas angostas y el centro de gravedad elevado.

Las normas de diseño de curvas horizontales generalmente establecen modelos de diseño en base al deslizamiento, fenómeno que afecta principalmente a vehículos livianos, asumiendo como condición de diseño que el radio de diseño es suficientemente grande como para no producir el rollover de vehículos pesados. No obstante lo cual, la existencia de accidentes por rollover en las carreteras nacionales, evidencia que el supuesto de diseño se debe examinar con mayor detalle.

Para estimar el rollover existen modelos estáticos y dinámicos. Los primeros estiman el potencial de rollover mediante análisis estático. Los segundos utilizan modelos complejos de la dinámica de vehículos pesados para predecir el rollover prácticamente durante el mismo instante en el que éste ocurre. Los primeros poseen la ventaja de que pueden utilizarse en el diseño geométrico para establecer una estimación del potencial del rollover. Los segundos en tanto,

<sup>1</sup> Autor de correspondencia:

Departamento de Ingeniería Civil, Laboratorio GESITRAN. Universidad de Concepción, Concepción, Chile  
E-mail: [pablocruz@udec.cl](mailto:pablocruz@udec.cl)



son más bien útiles para estimar el riesgo de rollover durante la conducción, si es que el vehículo cuenta con un esquema de sensorización adecuado.

Este trabajo presenta un método de estimación de potencial de rollover en base a modelos estáticos. El método se basa en la teoría de la confiabilidad y utiliza el método de análisis de confiabilidad de primer orden (FORM) para determinar la probabilidad de que ocurra rollover ante diversos escenarios de diseño, operación y tipo de vehículo pesado.

En primer lugar se describen los modelos estáticos de estimación de rollover para vehículos pesados, considerando vehículos rígidos y con suspensión, para posteriormente presentar el diseño experimental que permite aplicar el método FORM. Luego se explica el modelo matemático empleado, enfatizando el desarrollo de la función de estado límite requerida para estimar la probabilidad de falla. Posteriormente se realizan las simulaciones considerando 4 tipos de vehículos pesados, para finalmente analizar los resultados y establecer las conclusiones del trabajo.

## 2. Los modelos estáticos de estimación de rollover

La Figura 1 muestra el diagrama de fuerzas que actúan sobre un vehículo cuando circula por una curva circular peraltada. El rollover tendrá lugar si el momento producido por las fuerzas desestabilizadoras supera al momento generado por las fuerzas estabilizadoras. Realizando un equilibrio de momento respecto del centro de gravedad del vehículo y un equilibrio de fuerzas horizontales y verticales, se puede determinar la condición de estabilidad que de no ser satisfecha llevará al vehículo a experimentar rollover (Ver Ecuación 1).

La Ecuación 1 expresa dicha condición. En el lado izquierdo de la desigualdad se encuentra la aceleración lateral que experimenta un vehículo al circular por una curva

horizontal y en el lado derecho la aceleración lateral umbral que el vehículo es capaz de sostener sin experimentar rollover en función de la trocha ( $t$ , en m), de la altura del centro de gravedad ( $h$ , en m) del peralte, ( $p$ , en decimal) y de la aceleración de gravedad ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ).

$$\frac{a_c}{g} > \left( \frac{t}{2h} + p \right) \quad (1)$$

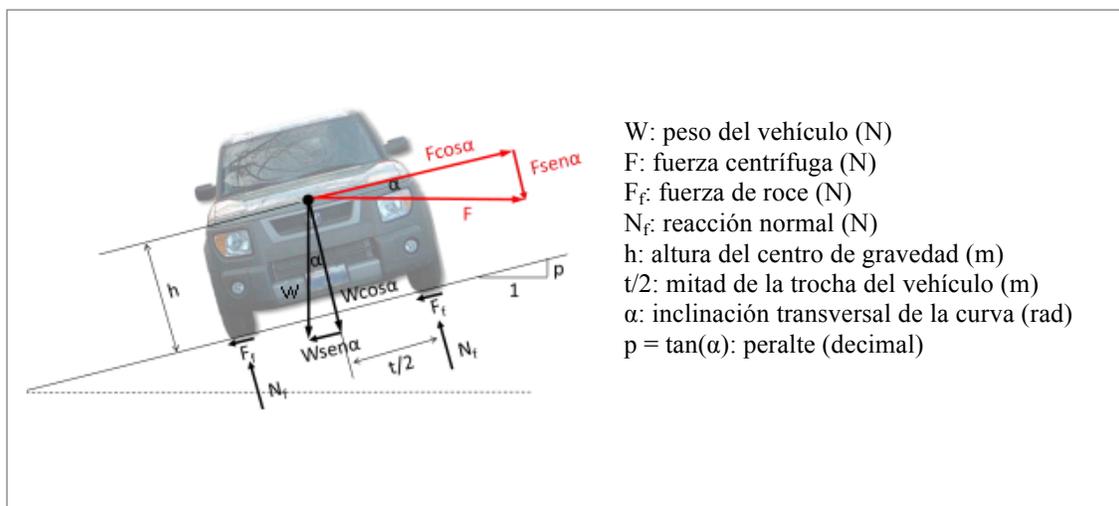
### 2.1 Aceleración lateral teórica en curvas horizontales

La aceleración lateral teórica que un vehículo experimenta cuando circula por una curva horizontal, está dada por la aceleración centrípeta que actúa sobre el cuerpo y que le permite describir una trayectoria circular. En la Ecuación 2 se presenta dicha aceleración, que depende de la velocidad de operación del vehículo ( $V$ , en m/s) y del radio de la curva ( $R$ , en m).

$$\frac{a_c}{g} = \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (2)$$

### 2.2 Umbral de aceleración lateral

Los modelos estáticos de rollover estiman el umbral de aceleración lateral que un vehículo puede sostener en una curva horizontal sin experimentar rollover. Este umbral se estima como la razón entre la aceleración lateral límite ( $a_{c,lim}$ ) y la aceleración de gravedad ( $g$ ). Los modelos consideran las características geométricas del vehículo (trocha y altura del centro de gravedad), del camino (radio y peralte) y en algunos casos la suspensión del vehículo (altura del centro de balanceo y tasa de rotación). En este trabajo se utilizaron dos modelos estáticos de rollover: el umbral estático de rollover (Static Roll Threshold, SRT) de Kühn (2013) y de Gillespie (1992) y el factor de estabilidad estática (Static Stability Factor, SSF) descrito en Robertson y Kelley (1989) y en Hac (2002).



- W: peso del vehículo (N)
- F: fuerza centrífuga (N)
- $F_r$ : fuerza de roce (N)
- $N_r$ : reacción normal (N)
- h: altura del centro de gravedad (m)
- $t/2$ : mitad de la trocha del vehículo (m)
- $\alpha$ : inclinación transversal de la curva (rad)
- $p = \tan(\alpha)$ : peralte (decimal)

Figura 1. Fuerzas actuantes sobre un vehículo en una curva horizontal

**Modelo de umbral estático de rollover**

El modelo de Kühn (2013) estima el umbral estático de rollover hacia el exterior de la curva (Ecuación 3) y hacia el interior de la curva (Ecuación 4). Ambas Ecuaciones consideran los vehículos como entidades rígidas, sin sistema de amortiguación. En las Ecuaciones 3 y 4, t es la trocha del vehículo (en m); h es la altura del centro de gravedad (en m) y p es el peralte (en decimal).

$$\frac{a_{c,lim}}{g} = SRT_{Rigido\_EXT} = \frac{\frac{t}{2h} + p}{1 - \frac{t}{2h}p} \tag{3}$$

$$\frac{a_{c,lim}}{g} = SRT_{Rigido\_INT} = \frac{\frac{t}{2h} - p}{1 + \frac{t}{2h}p} \tag{4}$$

El modelo de Gillespie (1992) considera que los vehículos cuentan con un sistema de amortiguación. Para ello agrega a las Ecuaciones 3 y 4 el efecto de la altura del centro de balanceo ( $h_0$  en m) y la tasa de rotación ( $r_\phi$  en rad/g), como se muestra en las Ecuaciones 5 y 6, tanto para rollover al exterior como al interior de la curva respectivamente. La tasa de rotación representa la rapidez a la cual se inclina un vehículo, dado su sistema de suspensión, debido a la aceleración lateral que experimenta al circular por una curva. El punto sobre el cual se mide esa rotación se denomina centro de balanceo, el cual se encuentra bajo el centro de masa del vehículo cuando este se modela como cuerpo rígido (Gillespie, 1992).

$$\frac{a_{c,lim}}{g} = SRT_{Amortiguado\_EXT} = \frac{\frac{t}{2h} + p}{\left[ r_\phi \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right) + 1 + \frac{t}{2h}p \right]} \tag{5}$$

$$\frac{a_{c,lim}}{g} = SRT_{Amortiguado\_INT} = \frac{\frac{t}{2h} - p}{\left[ r_\phi \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right) + 1 - \frac{t}{2h}p \right]} \tag{6}$$

**El factor de estabilidad estática**

El factor de estabilidad estática (SSF) permite determinar la aceleración lateral límite ( $a_{c,lim}$ , en  $m/s^2$ ) de un vehículo sobre una curva horizontal como la razón entre la trocha del vehículo y la altura del centro de gravedad (Ecuación 7). Este factor se puede interpretar como el umbral de rollover cuando el peralte es nulo. Es válido para sistemas rígidos.

$$\frac{a_{c,lim}}{g} = SSF = \frac{t}{2h} \tag{7}$$

**El potencial de rollover**

De acuerdo a la Ecuación 1, el rollover se activa cuando la aceleración lateral experimentada por un vehículo excede la aceleración límite. En la medida en que la aceleración límite sea mayor que la aceleración lateral, el riesgo de rollover disminuirá. Esta hipótesis es válida para vehículos individuales. Cuando se desea extender esta hipótesis hacia el diseño, es necesario considerar una flota de vehículos que poseen características geométricas distintas y

que a la vez circulan a una velocidad de operación distinta vehículo a vehículo. Una forma práctica de sintetizar esta diversidad de vehículos es analizando la probabilidad de falla. Es decir, la probabilidad de que la aceleración lateral de operación de un vehículo sea superior al valor umbral de rollover. Esta probabilidad se puede estimar convenientemente utilizando la técnica FORM (First Order Reliability Method).

**3. Modelación de la probabilidad de ocurrencia de rollover**

**3.1 Modelo de cálculo de confiabilidad**

Lewis (1987) define la confiabilidad como la probabilidad de que un componente, mecanismo, equipo o sistema opere bajo ciertas condiciones por un período de tiempo determinado. En términos matemáticos, corresponde a la función inversa de la probabilidad de falla. En este caso, la probabilidad de falla corresponde a:  $P(a_c > a_{c,lim})$ .

Sean las funciones de falla  $G_1$  y  $G_2$  no lineales y aleatorias tales que:  $G_1 = f_1(X)$  y  $G_2 = f_2(X)$ , siendo X el vector de variables aleatorias que describen las características geométricas. Sea la función de estado límite la función  $g(X) = G_1 - G_2 = f_1(X) - f_2(X)$ . La probabilidad de falla ( $P_f$ ) se define con la probabilidad que  $g(X)$  sea menor o igual a 0. Es decir:  $P(g(X) \leq 0)$ . La función de estado límite  $g(X)$  expresa la falla de un sistema de acuerdo al comportamiento de las variables explicativas, que son aleatorias. En particular, la función de estado límite corresponde a la frontera que delimita las zonas de falla y de no falla, por lo cual corresponde a una función implícita del tipo  $g(X) = 0$ , siendo X un vector de variables aleatorias.

El lugar geométrico de todos los puntos X que cumplen la condición límite  $g(X) = 0$ , representa el estado límite que separa las zonas de falla y de no falla. Si  $g(X)$  es una función lineal, las variables aleatorias siguen una distribución de probabilidades normal y no están correlacionadas, entonces la probabilidad de falla puede describirse según la Ecuación 8 (Haldar y Mahadevan, 2000).

$$\beta = \Phi^{-1}(1 - P_f); \beta = \frac{\mu}{\sigma} = \frac{a_0 + \sum_i a_i \mu_{xi}}{\sqrt{\sum_i a_i^2 \sigma_{xi}^2}} \tag{8}$$

Donde  $\beta$  es el índice de confiabilidad,  $\mu$  y  $\sigma$  son la media y desviación estándar de la función  $g(X)$ ,  $a_i$  son constantes determinísticas,  $\mu_{xi}$  y  $\sigma_{xi}$  son la media y la desviación estándar de X. Si  $a_0 = 0$ ,  $i = 2$  y  $a_i = 1$ , se llega a la expresión de cálculo del margen de seguridad asociado a resistencias y sollicitaciones que se usa habitualmente en ingeniería.

En el caso en estudio, la función  $g(X)$  es no lineal y las distribuciones de probabilidad de las componentes de X son no normales. Por tal motivo, se utilizó el método de Hasofer y Lind (1974), el cual linealiza la función de estado límite en el punto de diseño, define  $\beta$  como la distancia mínima entre el origen del sistema de coordenadas y el punto de diseño localizado sobre la función de estado límite  $g(X) = 0$ . El método requiere además la normalización de las variables para lo cual se utilizó la transformación de Rosenblatt (1952). De este modo,  $\beta$  se estima en base a la Ecuación 9 (Hasofer y Lind, 1974).



$$\beta_{HL} = \min_{\{x \in g(X)=0\}} \sqrt{\sum_i x_i^2} ; u^* = -\beta_{HL} \alpha^* = \beta_{HL} \left( \frac{\frac{\partial g}{\partial x_i}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial x_i}\right)^2}} \right) \quad (9)$$

En donde  $u_i$  es la variable  $x_i$  normalizada y  $\alpha$  es el vector normalizado que describe la función  $g(u)=0$  en el punto de diseño  $u^*$ . La Ecuación 9 se resuelve numéricamente o mediante programas computacionales de análisis de confiabilidad. La probabilidad de falla se estima usando la Ecuación 10, en función del valor de  $\beta_{HL}$ .

$$P_f = 1 - \Phi(\beta_{HL}) \quad (10)$$

La función de estado límite a utilizar en la Ecuación 9 corresponde, en general, a la Ecuación 11, en la cual  $a_c$  corresponde a la aceleración de operación y  $a_{c,lim}$  corresponde a la aceleración límite tal que ocurra rollover.

$$g(X) = a_{c,lim} - a_c \quad (11)$$

### 3.2 Función de estado límite

La condición límite de la Ecuación 11 corresponde a la superficie límite en la cual las aceleraciones laterales umbrales y la aceleración lateral teórica se anulan. Considerando los diversos modelos de estimación de la aceleración umbral (Ecuaciones 3 a 7), se definieron 5 funciones de estado límite, una para cada formulación como lo muestran las Ecuaciones 12 a 16.

$$G_1(x) = \frac{\frac{t}{2h} + p}{1 - \frac{t}{2h}p} - \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (12)$$

$$G_2(x) = \frac{\frac{t}{2h} - p}{1 + \frac{t}{2h}p} - \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (13)$$

$$G_3(x) = \frac{\frac{t}{2h} + p}{\left[ r_0 \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right) - \frac{t}{2h}p + 1 \right]} - \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (14)$$

$$G_4(x) = \frac{\frac{t}{2h} - p}{\left[ r_0 \left( 1 - \frac{h_0}{h} \right) + \frac{t}{2h}p + 1 \right]} - \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (15)$$

$$G_5(x) = \frac{t}{2h} - \left( \frac{V^2}{gR} - p \right) \quad (16)$$

Las funciones  $G_1(x)$  y  $G_2(x)$  se obtienen del modelo SRT de Kühn (2013) para el exterior e interior de la curva respectivamente. Las funciones  $G_3(x)$  y  $G_4(x)$  se obtienen del modelo SRT de Gillespie (1992) para el exterior e interior de la curva, respectivamente. La función  $G_5(x)$  se obtiene considerando el modelo del factor de estabilidad estática SSF.

## 4. Diseño experimental

### 4.1 Variables explicativas

La Tabla 1 resume las variables explicativas de los modelos de estimación de potencial de rollover (Ecuaciones 3 a la 7) y sus respectivos niveles y rangos de variación.

### 4.2 Diseño Factorial y tamaño de la muestra

El tamaño de la muestra se estimó mediante análisis de potencia estadística descrita en Cohen (1988). Para dicho cálculo se consideró un nivel de confianza del 95 %, una potencia estadística de 95 % y un efecto tamaño de 0.25. El total de niveles de tratamiento es de 72. Se tiene que el tamaño total de la muestra corresponde a 360 pruebas, las que al distribuirse en la matriz factorial de la Tabla 2 determinan 5 repeticiones por celda.

**Tabla 1.** Niveles y rangos de las variables explicativas del modelo

Variable	Niveles	Rango de variación
Tipo de vehículo	4	--
Velocidad de operación (V, en km/h)	3	40 – 100
Radio (R, en m)	3	50 – 350 (1)
Peralte (p, en %)	2	3 – 7 (2)
Trocha (t, en m)	2	1.7 – 2.1 (3)
Altura del centro de gravedad (h, en m)	2	1.2 – 3.4 (3)
Altura del centro de balanceo ( $h_0$ , en m)	2	0.11 – 0.75 (3)

- (1) Rango de radios consistentes con el rango de velocidades de operación utilizadas
- (2) Máximo peralte admitido asociado al rango de radios utilizado.
- (3) Considera las características de los vehículos pesados utilizados en el análisis.
- (4) Tipo de vehículo.

**Tabla 2.** Matriz Factorial para simulación de escenarios

		Radio de la curva, R (m)																							
		50 - 150					150 - 250					250 - 350													
		Peralte del camino, p (%)																							
		3-5				5-7				3-5				5-7				3-5				5-7			
		Trocha del vehículo, T (m)																							
		Ancha		Angosta		Ancha		Angosta		Ancha		Angosta		Ancha		Angosta		Ancha		Angosta		Ancha		Angosta	
V (km/h)		Altura Centro de Gravedad, h (m)																							
		Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta	Media	Alta
	40 - 60																								
	60 - 80																								
	80 - 100																								

## 5. Cálculo de la probabilidad de ocurrencia de rollover

### 5.1 Variables de entrada

Las variables de entrada de las Ecuaciones 12 a 16, se clasificaron en determinísticas y aleatorias para cada tipo de vehículo. La tipología de vehículos utilizada fue la siguiente:

- Vehículo Tipo 1: camión liviano de trocha ancha para transporte ligero
- Vehículo Tipo 2: camión pesado de trocha ancha
- Vehículo Tipo 3: bus urbano
- Vehículo Tipo 4: bus interurbano de 2 pisos

La Tabla 3 resume las características geométricas de los vehículos tipo para los cuales se realizó el análisis. En el caso de la trocha se consideró una distribución rectangular

con valores extremos (R(min ; max)). En el caso de las distribuciones de altura de los centros de gravedad y de balanceo, se asumió una distribución normal, incluyendo la media y la desviación estándar (N ( $\mu$ ;  $\sigma$ )) características de cada población de vehículos tipo.

La Tabla 4 resume las geometrías consideradas, las cuales fueron obtenidas en base a las recomendaciones de diseño del Volumen 3 del Manual de Carreteras de Chile (MOP, 1994), asumiendo las condiciones de diseño de caminos existentes. Tanto para el radio de curvatura como para el peralte se consideró una distribución rectangular con valores extremos (R(min ; max)).

La Tabla 5 resume las distribuciones de velocidad de operación basadas en los modelos de velocidad de operación de vehículos pesados desarrollados por Sáez (2001) y en términos de los radios de curvatura de la Tabla 4, de manera de considerar valores de velocidad mínima realistas y acordes con el espacio de inferencia de los modelos de velocidad.

**Tabla 3.** Distribución de probabilidades consideradas para la geometría

Vehículo tipo	Distribución de probabilidad de la trocha, en m	Distribución de probabilidad de la altura, en m, de:	
		Centro de gravedad (CG)	Centro de balanceo (CB)
1	R (1.9 ; 2.1)	N (1.75 ; 0.14)	N (0.44 ; 0.0350)
2	R (1.9 ; 2.1)	N (2.85 ; 0.15)	N (0.715 ; 0.0375)
3	R (1.7 ; 1.9)	N (1.75 ; 0.13)	N (0.44 ; 0.0325)
4	R (1.7 ; 1.9)	N (2.85 ; 0.14)	N (0.715 ; 0.035)

**Tabla 4.** Distribución de probabilidades consideradas para la geometría

Radio (m)	Peralte (%)
R(50 ; 79)	R(3 ; 7)
R(80 ; 109)	R(3 ; 7)
R(110 ; 139)	R(3 ; 7)
R(140 ; 169)	R(3 ; 7)
R(170 ; 209)	R(3 ; 7)
R(210 ; 350)	R(3 ; 7)

**Tabla 5.** Distribución de probabilidades considerada para la velocidad de operación

Radio (m)	Velocidad de operación (km/h)		
	40	60	80
R(50 ; 79)	N (40 ; 0.58)	N (60 ; 0.58)	N (80 ; 0.58)
R(80 ; 109)	N (40 ; 0.86)	N (60 ; 0.86)	N (80 ; 0.86)
R(110 ; 139)	N (40 ; 0.98)	N (60 ; 0.98)	N (80 ; 0.98)
R(140 ; 169)	N (40 ; 1.05)	N (60 ; 1.05)	N (80 ; 1.05)
R(170 ; 209)	N (40 ; 1.09)	N (60 ; 1.09)	N (80 ; 1.09)
R(210 ; 350)	N (40 ; 1.13)	N (60 ; 1.13)	N (80 ; 1.13)



## 5.2 Probabilidades de rollover obtenidas

Las probabilidades de ocurrencia de rollover se calcularon usando el software VaP 1.6, el cual permite definir funciones de estado límite no lineales y con variables aleatorias no-normales, usando las Ecuaciones 8, 9 y 10. Las corridas con el software se realizaron por separado para los distintos niveles de velocidad. Los resultados obtenidos para la velocidad de operación media de 60 km/h se muestran en

la Figura 2 para los vehículos 1 y 3 (camión simple y bus urbano) y en la Figura 3 para los vehículos 2 y 4 (camión pesado y bus interurbano de dos pisos). Los resultados para la velocidad de operación de 80 km/h se muestran, para las mismas condiciones anteriores, en las Figuras 4 y 5. En todos los casos se grafican los estados límite para las 5 funciones de falla (Ecuaciones 12 a 16).

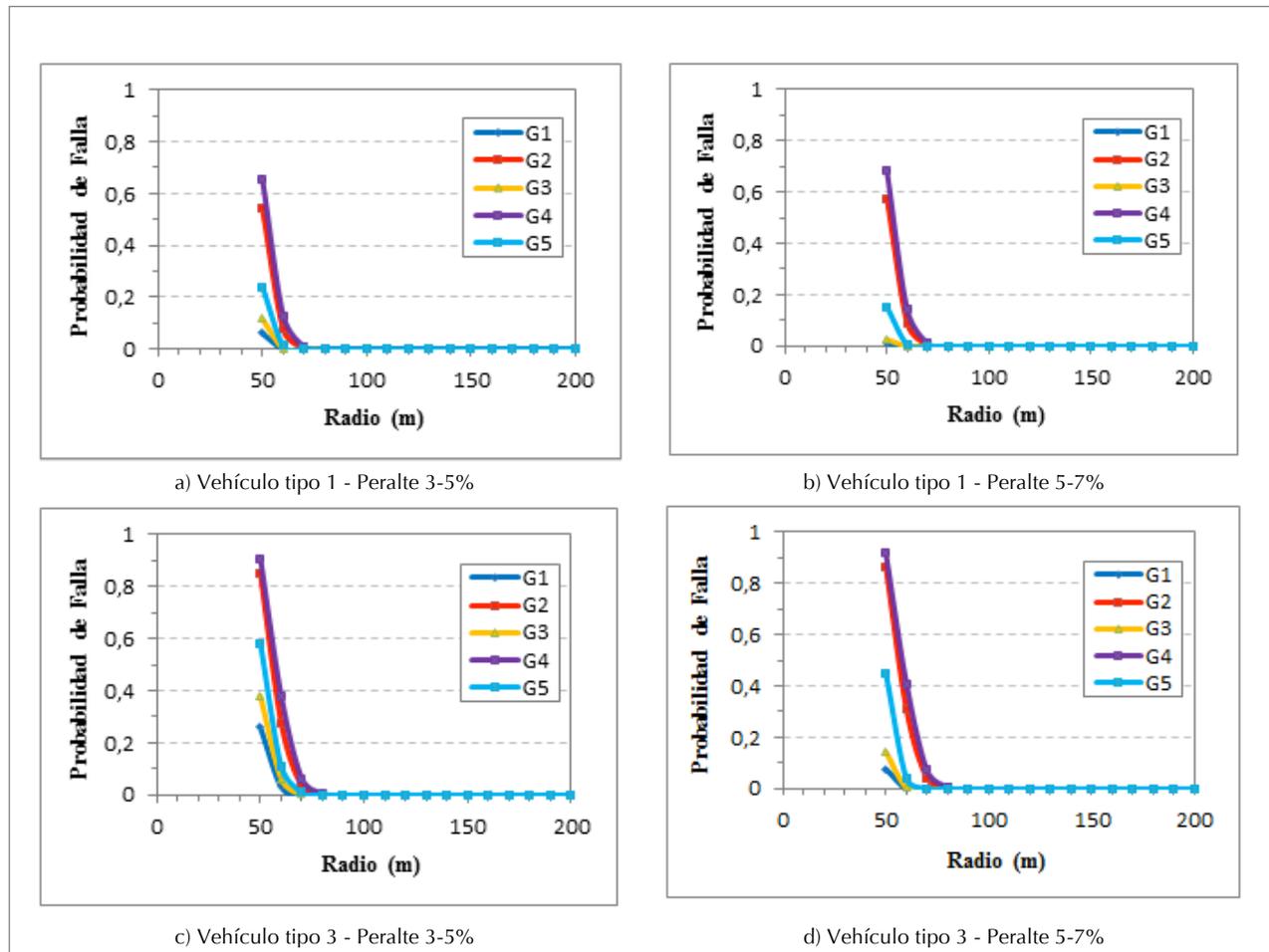


Figura 2. Probabilidad de rollover de vehículos 1 y 3, y velocidad de operación de 60 km/h

Para velocidades de operación bajas (40 km/h) se observó que la probabilidad de falla de los diversos modelos era 0 para radios mayores a 50 m, observándose una probabilidad mayor a 0.5 en radios del orden de 30 a 35 m para rollover al exterior de la curva, y del orden de los 40 m para rollover al interior de la curva. Esto ocurrió solo con los vehículos del tipo 4. Es decir, aquellos que poseen trocha angosta y alturas de centro de gravedad mayores a 2.3 m.

Para velocidades de operación intermedias (60 km/h), los patrones de comportamiento de la Figura 2 muestran que la probabilidad de falla hacia el exterior de la curva (G1 y G3) es menor a 0.5 independientemente del peralte y para todo radio de curvatura. Para el interior de la curva (G2 y G4), la probabilidad de falla de 0.5 se alcanza para radios entre 50 y 60 m. En este caso más que el peralte influye la geometría del vehículo. En el caso de falla por estabilidad

estática (G5), la probabilidad de falla es nula para vehículos de trocha ancha. En el caso de los vehículos con centro de gravedad alto (Figura 3), se observa que la probabilidad de falla cercana a 0.5 hacia el exterior de la curva (G1 y G3) se alcanza con radios del orden de los 70 a 80 m, disminuyendo dichos valores a 60 a 70 m para peraltes mayores.

Al visualizar la probabilidad de falla al interior de la curva (G2 y G4) se puede observar que ésta es elevada para radios entre 70 y 80 m, presentándose una caída de dicha probabilidad a 0.5 en radios del orden de 80 a 90 m, con la particularidad que dichos valores no varían al aumentar el peralte. Finalmente para el caso de G5, se observa que la probabilidad de falla de 0.5 se alcanza con radios entre 70 y 80 m, valores que permanecen constantes al aumentar el peralte para vehículos con trochas angostas (vehículo 4) y disminuyen a los 70 m para vehículos con trocha ancha (vehículo tipo 2).

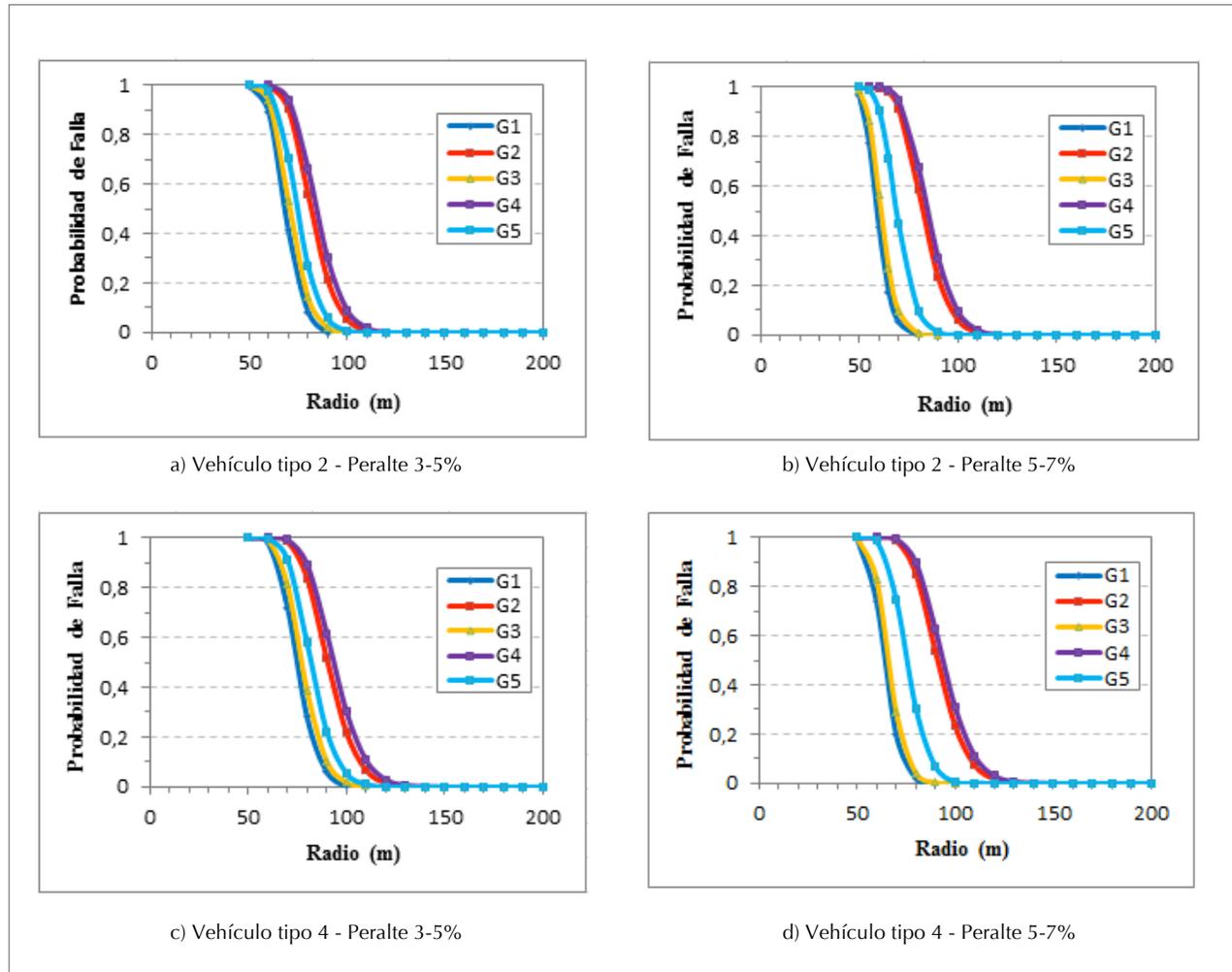


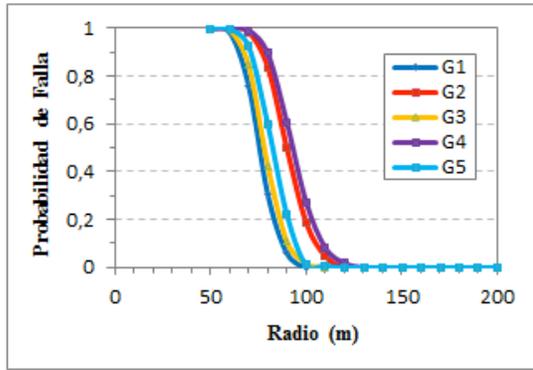
Figura 3. Probabilidad de rollover de vehículos 2 y 4, y velocidad de operación de 60 km/h

En la Figura 4 se observa que la probabilidad de falla al exterior de la curva es elevada para radios entre 50 y 60 m, cayendo a una probabilidad de 0.5, con radios entre 75 y 85 m. Al interior de la curva la situación no es distinta, pues para velocidades de 80 km/h se tiene que la probabilidad de falla de 0.5 se alcanza con radios entre 90 y 100 m, valores que no varían ante un aumento del peralte y que son prácticamente el doble de los 50 m para los que ocurre dicha probabilidad a velocidades de 60 km/h. Finalmente, para G5 se observa que una caída de la probabilidad hasta 0.5 con radios entre 80 y 90 m, disminuyendo levemente a 75 y 85 m al aumentar el peralte.

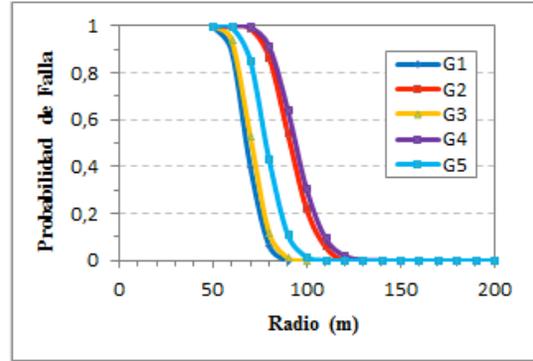
Al observar el comportamiento de los vehículos con alturas de centro de gravedad elevadas (Vehículos 2 y 4 de

Figura 5), se aprecia que la probabilidad de falla hacia el interior de la curva es prácticamente 1 para radios menores a 120 m si la trocha es ancha y para radios menores a 140 m si la trocha es angosta. La probabilidad disminuye a 0.5 para radios de 150 a 160 m, independientemente si el peralte es bajo o alto. Para el caso de la probabilidad de falla al exterior de la curva, se observa que ésta es alta para radios menores a 100 m cuando el peralte es bajo y para radios entre 80 y 90 m cuando el peralte es alto. La probabilidad de falla disminuye a 0.5 con radios entre 110 y 120 m. Finalmente para G5 se tiene que la probabilidad de falla mayor a 0.5 ocurre en radios de aproximadamente 140 m cuando el peralte es bajo y del orden de 130 m cuando aumenta.

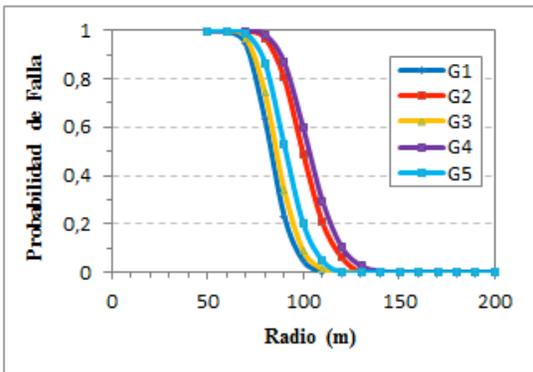




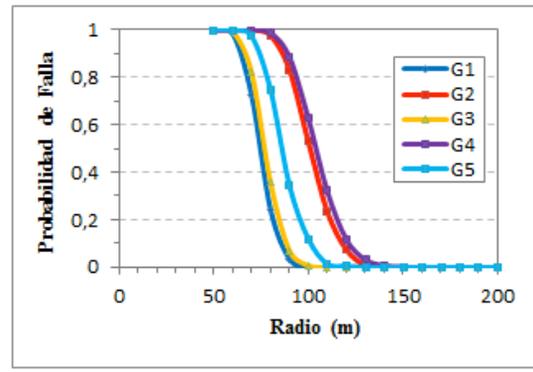
a) Vehículo tipo 1 - Peralte 3-5%



b) Vehículo tipo 1 - Peralte 5-7%



c) Vehículo tipo 3 - Peralte 3-5%



d) Vehículo tipo 3 - Peralte 5-7%

**Figura 4.** Probabilidad de rollover de vehículos 1 y 3, y velocidad de operación de 80 km/h

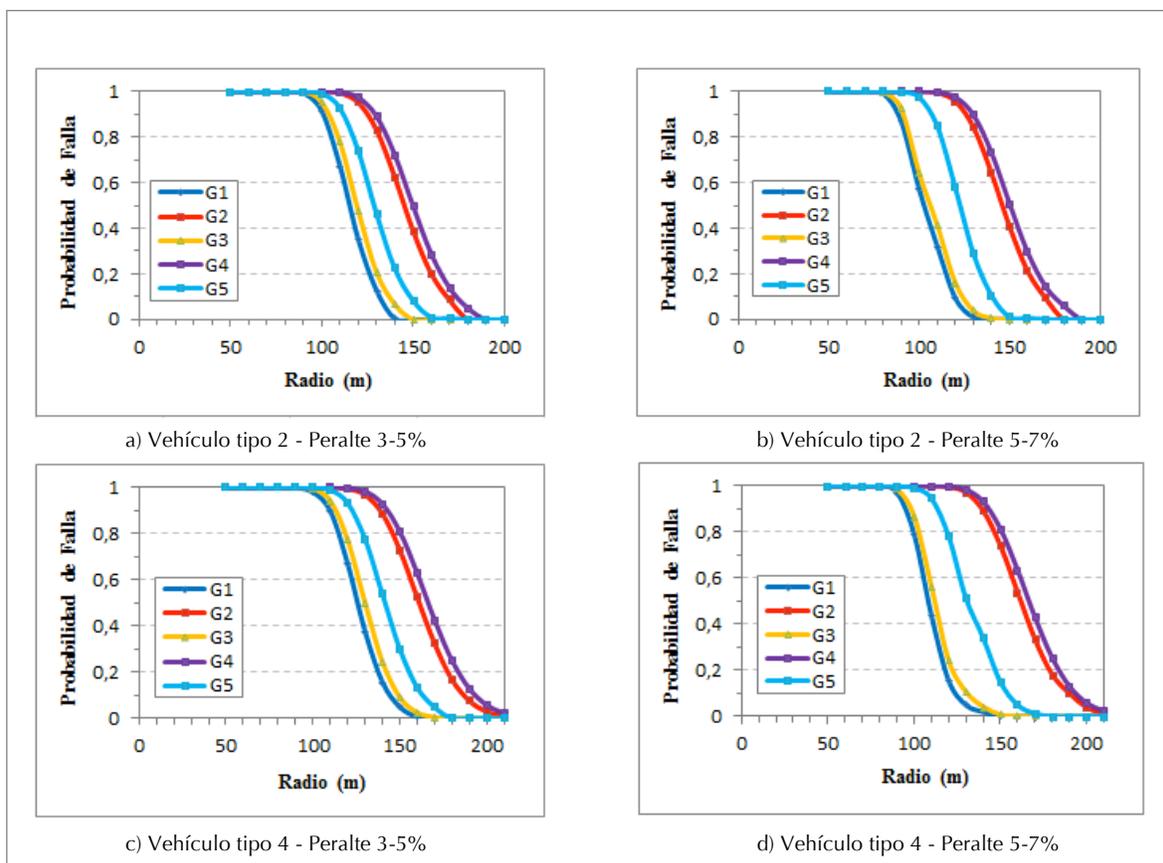


Figura 5. Probabilidad de rollover de vehículos 2 y 4, y velocidad de operación de 80 km/h

## 6. Conclusiones

Este trabajo tuvo por objetivo proponer un enfoque probabilístico para evaluar el potencial de rollover de vehículos pesados cuando circulan por curvas horizontales. Se aplicó la teoría de la confiabilidad para obtener curvas de probabilidad de rollover en función del radio de curvatura, con el fin de proporcionar criterios para considerar este modo de falla en el diseño geométrico de curvas horizontales de carreteras.

Los modelos utilizados para evaluar el potencial de rollover utilizan como variables explicativas la velocidad de operación a la entrada de la curva, el radio de curvatura y el tipo de vehículo. Estas variables se utilizan normalmente en las instrucciones de diseño geométrico, siendo la de mayor interés el radio de curvatura por cuanto las normativas no solo definen radios mínimos sino que además establecen criterios para especificar radios superiores a los mínimos. En este sentido, este trabajo ofrece mecanismos para determinar los valores de radios mínimos que se pueden utilizar en las normativas para dada una cierta probabilidad de que ocurra volcamiento, mediante las curvas de probabilidad falla elaboradas en este trabajo.

De acuerdo a lo anterior, si se asume por ejemplo que una probabilidad de falla aceptable es del 50 %, los radios mínimos que se pueden recomendar dependen de la velocidad de entrada, de tal suerte que para vehículos con

centro de gravedad elevado, como puede ser un bus de dos pisos, los radios mínimos oscilan entre 40 y 170 m para velocidades de entrada a la curva entre 40 y 80 km/h. Para vehículos con centro de gravedad más bajo y el mismo rango de velocidad de entrada a la curva, los radios mínimos varían entre 60 y 100 m.

Asimismo, si se fijan radios mínimos o superiores a los mínimos, es posible estimar cual es el valor límite de velocidad que se puede recomendar para una determinada curva horizontal de manera de limitar la probabilidad de falla a un valor aceptable.

Dado lo anterior, los resultados obtenidos en este estudio, proporcionan un promisorio enfoque de tratamiento del diseño vial para vehículos pesados, tanto desde el punto de vista normativo como desde el punto de vista del diseño geométrico.

No obstante lo anterior es posible mejorar el análisis incluyendo en el estudio otros vehículos, como por ejemplo los modelos SUV (Sport & Utility Vehicles) y mini buses, lo cual permitiría contar con un rango amplio de vehículos tipo que cubran las características del parque vehicular local.

Por otro lado, las curvas desarrolladas se pueden validar empíricamente en base a datos históricos de accidentes por rollover, lo cual implica un desafío importante para fusionar datos de simulación y datos empíricos para generar curvas de probabilidad híbridas. Vale decir, calibradas y validadas usando datos teóricos y empíricos al mismo tiempo.

## 7. Agradecimientos

Los autores desean agradecer a la Comisión Nacional de Ciencia y Tecnología (CONICYT) del Ministerio de Educación de Chile por el financiamiento otorgado al

proyecto FONDEQUIP EQM 150029 y al proyecto FONDECYT Regular 1160128, dentro de los cuales se enmarca este trabajo.

## 8. Referencias

- Cohen J. (1988)**, *Statistical Power Analysis for the Behavioral Sciences*. 2a Edición. Academic Press. Nueva York. 1988.
- Gillespie, T. (1992)**, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1a Edición. Society of Automotive Engineers, Warrendale. Estados Unidos.
- Hac A. (2002)**, *Rollover stability index including effects of suspension design*. SAE Technical Paper, 2002-01-0965. Society of Automotive Engineers, Warrendale. Estados Unidos.
- Haldar A. y Mahadevan S. (2000)**, *Probability, Reliability and Statistical Methods in Engineering Design*, 1a Edición. Wiley. Nueva York.
- Hasofer A.M. y Lind. N.C. (1974)**, An exact and invariant first order reliability format. *Journal of Engineering Mechanical*, 100, 111 – 121. 1974.
- Kühn W. (2013)**, *Fundamentals of Road Design*. 1a Edición. WIT Press. Southampton.
- Lewis E.E. (1987)**, *Introduction to Reliability Engineering*. 1a Edición. Wiley. Nueva York. 1987.
- MOP (1994)**, *Instrucciones de diseño*. Vol. 3. Manual de Carreteras. Ministerio de Obras Públicas. Chile.
- Robertson L.S. y Kelley A.B. (1989)**, Static stability as a predictor of overturn in fatal motor vehicle crashes. *Journal of Trauma-Injury Infection & Critical Care*, 29 (3), 313 – 319.
- Rosenblatt M. (1952)**, Remarks on a multivariate transformation. *The Annals of Mathematical Statistics*, 23(3), 470 – 472.
- Saez, J. (2001)**, Estudio de consistencia en el diseño de vías rurales. Memoria de Título. Ingeniería Civil. Universidad de Concepción. Concepción.