
NGHIÊN CỨU XUNG ĐỘNG TRONG HỆ THỐNG THỦY LỰC TÀU THỦY

RESEARCH ON IMPULSE OF MARINE HYDRAULIC POWER SYSTEM

TS. NGUYỄN ĐẠI AN
Khoa Máy tàu biển, Trường ĐHHH

Tóm tắt:

Qua bài báo, tác giả muốn trình bày tóm lược những kết quả đã đạt được trong việc nghiên cứu về các nguyên nhân gây ra xung động trong hệ thống thủy lực tàu thủy và các khuyến cáo trong việc lựa chọn thiết bị, giải pháp khai thác, bảo dưỡng cho hệ thống thủy lực.

Abstract:

In this article, the author would like to present briefly the research results of impulse causes of marine hydraulic system and draw some recommendations of choosing device, operating methods, and maintenance on marine hydraulic power system.

1. Đặt vấn đề

Hiện nay việc nghiên cứu chế tạo các thiết bị thủy lực dùng trong ngành Hàng hải đã có nhiều tiến bộ. Tỷ lệ nội địa hóa thiết bị của hệ thống thủy lực tàu thủy ngày càng cao. Tuy nhiên các thiết bị, hệ thống thủy lực do các cơ sở trong nước sản xuất vẫn còn những khiếm khuyết, như là độ tin cậy của hệ thống thủy lực chưa cao, việc tính toán, xác định các thông số kết cấu và công tác của hệ thống chưa tối ưu, chất lượng làm việc của hệ thống chưa cao: rung, ồn, các chi tiết chóng hư hỏng...

Bên cạnh đó việc vận hành khai thác, bảo dưỡng không đúng yêu cầu kỹ thuật cũng dẫn đến việc xuống cấp nhanh chóng của các thiết bị này. Chính vì vậy, nhóm nghiên cứu hi vọng kết quả của nghiên cứu này sẽ góp phần nâng cao chất lượng của các thiết bị thủy lực được chế tạo tại các cơ sở trong nước.

2. Nội dung

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Hiện tượng xung động áp suất là phổ biến trong các hệ thống thủy lực nói chung. Tuy nhiên chúng tôi chọn hệ thống lái làm đối tượng để nghiên cứu vì trong đó có đầy đủ các yếu tố điển hình đối với hệ thống thủy lực.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Để nghiên cứu các nguyên nhân gây nên xung động trong hệ thống thủy lực của máy lái tàu thủy. Chúng tôi đã mô phỏng quá trình làm việc của hệ thống máy lái thủy lực với các thông số đặc trưng của hệ thống thay đổi (kiểu bơm, thiết bị điều khiển, độ đàn hồi của ống...) để nhận biết các yếu tố làm tăng hay giảm xung động, từ đó lựa chọn được thiết bị phù hợp, giảm thiểu xung động trong hệ thống và đồng thời đề ra các giải pháp trong khai thác cũng như bảo dưỡng hệ thống lái thủy lực trên tàu thủy để nâng cao độ tin cậy của hệ thống.

2.3. Các nguyên nhân gây ra xung động trong hệ thống thủy lực

Nguyên nhân phát sinh ra xung động thủy lực trong hệ thống bao gồm nhiều yếu tố và sự ảnh hưởng của từng yếu tố cũng khác nhau, tuy vậy chúng có sự quan hệ lẫn nhau. Nhóm nghiên cứu đã tổng hợp được yếu tố ảnh hưởng mang tính đặc trưng như sau:

- Ảnh hưởng của chế độ tải;
- Ảnh hưởng của chủng loại bơm và động cơ;
- Ảnh hưởng của loại van và đặc tính công tác của hệ van điều khiển;
- Ảnh hưởng của ống và các đầu nối ống;

- Ảnh hưởng của các tính chất của dầu thủy lực.

Việc nghiên cứu để đưa ra một giải pháp cụ thể cho một hệ thống lái thủy lực cụ thể để khắc phục hiện tượng xung động thủy lực trong nó là một vấn đề hết sức cấp thiết và có ý nghĩa rất quan trọng với các cán bộ kỹ thuật khai thác và thiết kế hệ thống lái thủy lực tàu thủy. Đề tài này với mục đích đưa ra một phương pháp tính toán xung động thủy lực trong hệ thống lái thủy lực tàu thủy, trên cơ sở đó có thể xác định được chính xác các yếu tố gây nên xung động thủy lực và đưa ra giải pháp khắc phục tối ưu nhất cho công tác thiết kế và khai thác hệ thống này.

2.4 Cơ sở lý thuyết tính xung động trong hệ thống lái thủy lực

2.4.1. Phương trình vi phân chuyển động của chất lỏng lí tưởng và tích phân của chúng

Xét trường hợp chuyển động không xoáy, hệ phương trình Orlé có dạng :

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) = \omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) = \omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = 0. \quad (2.1)$$

Tích phân Lagrang cho trường hợp chuyển động có thể.

$$d \left(F + P + \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{v^2}{2} \right) = 0 \text{ hay } F + P + \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{v^2}{2} = \text{const.} \quad (2.2)$$

Nếu tích phân phương trình Orlé theo một đường dòng, ta cũng thu được phương trình có dạng trên, gọi là tích phân Becnoui. Do vậy, phương trình tích phân dạng (2.2) được sử dụng phổ biến trong thủy lực để tính cho dòng không ổn định.

Xét một trường hợp tương đối phổ biến trong các hệ thống, đó là khi chất lỏng qua bơm có lưu lượng thay đổi theo qui luật biết trước theo thời gian $Q=f(t)$. áp dụng phương trình (2.2) ta có:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_1^2 a(l) \frac{\partial f(t)}{\partial t} dl. \quad (2.3)$$

Khi từ thiết diện I đến thiết diện II có n đoạn ống có thiết diện khác nhau và không đổi, chiều dài mỗi đoạn là l_i thì (2.6) trở thành:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \sum_{i=1}^n a_i \frac{\partial f(t)}{\partial t} l_i. \quad (2.4)$$

Phương trình (2.4) để xét áp suất lên piston của bơm piston.

Đối với chất lỏng thực, do có cản nhớt nên tổng cột áp trên dòng sẽ giảm dọc theo dòng chảy và phân bố vận tốc trên thiết diện sẽ không như nhau nên phải đưa đại lượng vận tốc trung bình v_{tb} và năng lượng trung bình trên thiết diện vào để xét. Cột áp toàn phần trung bình:

$$H_{tb} = z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\int v^3 dS}{v_{tb}^3 S} \frac{v_{tb}^2}{2g} = z + \frac{P}{\gamma} + \alpha \frac{v_{tb}^2}{2g}, \quad (2.5)$$

trong đó: α - hệ số không thứ nguyên Koriolis, nó kể đến độ không đồng đều của vận tốc và:

$$\alpha = \frac{\int v^3 dS}{v_{tb}^3 S}.$$

Lấy hai thiết diện trên dòng của chất lỏng thực, I và II, gọi cột áp toàn phần ở đó là H_{tb1} và H_{tb2} . Khi đó có $H_{tb1} = H_{tb2} + \sum h_p$. Sử dụng công thức (2.4) sẽ được

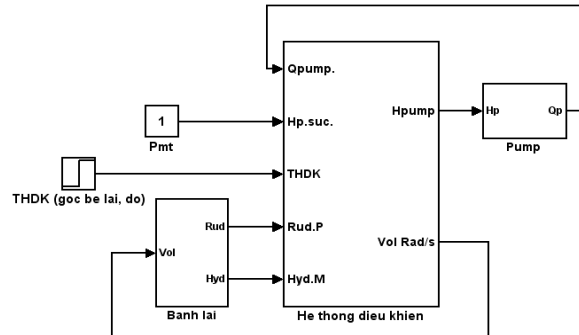
$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_{tb1}^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_{tb2}^2}{2g} + \sum h_p, \quad (2.6)$$

Đây là dạng tổng quát của phương trình Becnoui cho chất lỏng thực, có thể áp dụng cho chuyển động dừng và không dừng. Tuy vậy, trong điều kiện kĩ thuật bình thường, các dòng đều rồi, và cột áp động thường không đáng kể nên thường coi $\alpha=1$.

2.5. Xây dựng chương trình tính mô phỏng

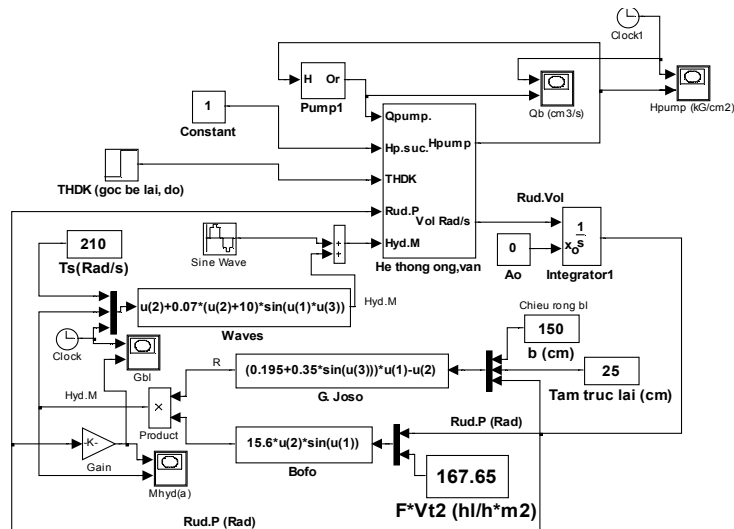
2.5.1. Sơ đồ khối

Sơ đồ thuật toán tính toán mô phỏng Hệ thống lái được mô tả trên hình 2.1.a: bao gồm ba khối hệ thống cơ bản là hệ thống điều khiển, bánh lái và bơm. Các tín hiệu đưa vào là góc bẻ lái, thời gian và áp suất môi trường.



Hình 2.1.a. Sơ đồ thuật toán mô phỏng hệ thống lái thủy lực

Hình 2.1.b. là sơ đồ chức năng của hệ thống lái, được khai triển từ sơ đồ 2.1.a. Hệ thống điều khiển được thay bằng hệ thống ống và van cho phù hợp với hệ thống lái và đơn giản cho lập trình.



Hình 2.1.b. Sơ đồ chức năng của hệ thống lái thủy lực

2.5.2. Sử dụng phần mềm ứng dụng Matlab với công cụ ứng dụng phát triển đặc biệt là Simulink đã giải được các chương trình mô phỏng

2.6. Tính toán mức độ ảnh hưởng của các yếu tố

2.6.1 Số liệu tính toán ví dụ

Để phục vụ tính toán mô phỏng, các số liệu được lấy của máy lái RV21-045, các thiết bị được lựa chọn theo hãng sản xuất MECMAN [12] bao gồm :

- Bơm thủy lực sử dụng bơm bánh răng loại KM1 của hãng Mecman. Động cơ điện lái bơm có vòng quay 1385/1500 v/ph, mô men ở vòng quay định mức là 45 kG.cm.

- Xi lanh thủy lực seri 203 có đường kính $D_{pist}=7$ cm, hành trình piston 25 cm, loại tác động hai phía.

- Van điều khiển loại điều khiển trực tiếp bằng điện loại WL 06 WP;
- Van an toàn loại tác động trực tiếp DP-3SN-1, có áp suất điều chỉnh từ 15-315 bar, lưu lượng lưu thông lớn nhất 41 lít/phút;
- Van một chiều loại KFSR 10 A315 có lưu lượng thông qua lớn nhất 80 lít/phút; áp suất công tác lớn nhất 315 bar;
- Cụm van cầu (Pilot operator Check valves) loại SRE.AB-6-1 có lưu lượng lưu thông lớn nhất 25lít/ phút;
- Van điều khiển điện thủy lực loại WL4 16XD có lưu lượng thông qua lớn nhất 200lít/phút, áp suất công tác lớn nhất 315 bar.

Chương trình sử dụng tính thử cho bánh lái có diện tích 1.5 m^2 , với vận tốc tàu giả định 10,6 hl/h. Các thông số giả thiết chính khác như sau:

- Chiều dài cần lái: $L_{\text{tiler}}=20 \text{ cm}$;
- Diện tích lưu thông các ống thủy lực: 2 cm^2 ;
- Chiều dài các đoạn ống từ van tới các xi lanh chọn bằng 200 cm;
- Mô đun đàn hồi tương đương (xác định từ công thức Giucopxki): 2100 kG/cm^2 (tương ứng với tốc độ sóng áp suất bằng 1357 cm/s);
- Khối lượng quán tính qui đổi của bánh lái là $50 \text{ kG.cm}^{-1}.\text{s}^2$.
- Hệ số không đồng đ (Qmax-Qtb)/Qtb của bơm giả sử bằng 0.005;
- Thời gian đóng mở của van điều khiển: 0.5 s.

2.6.2 Kết quả tính toán

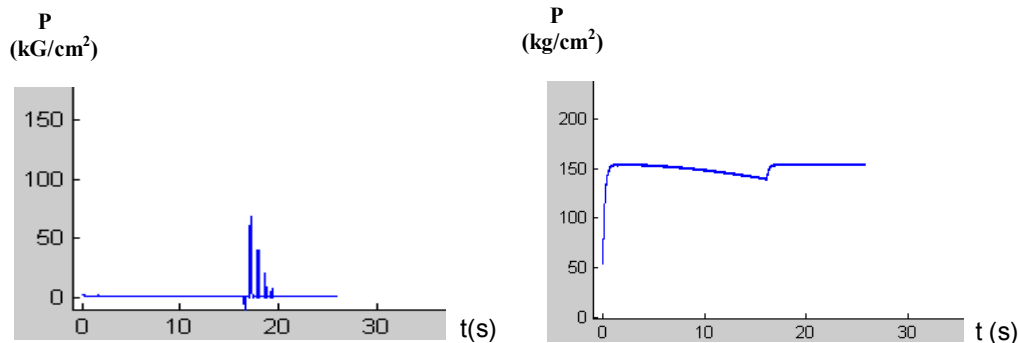
Để xét các yếu tố ảnh hưởng tới xung động thủy lực ta sẽ thay đổi từng thông số độc lập để so sánh với trường hợp chuẩn ban đầu trên. Đề tài chủ yếu quan tâm đến các đặc tính thay đổi áp suất trong hệ thống, các đặc tính còn lại (lưu lượng, vòng quay bơm v.v..) chỉ được nêu khi thấy có sự khác biệt đáng kể.

Xét ảnh hưởng tốc độ đóng mở van

Giữ nguyên các thông số về hệ thống như trên, ở đây chỉ giảm thời gian đóng hoặc mở van (từ 0.5s xuống 0.1s) để xét sự ảnh hưởng của thông số này.

Từ kết quả thí nghiệm thấy rằng không có sự khác biệt nào và có thể cho rằng, thông số này ít ảnh hưởng tới áp suất bơm. Ngoài ra, việc đóng nhanh van mang lại rất nhiều ưu điểm (góc lái bị trả ngược về nhỏ hơn rất nhiều và khi đóng hoàn toàn, dao động áp suất trong các xi lanh nhỏ hơn: áp suất lớn nhất trong thời gian dao động vào khoảng 100 kG/cm^2 so với gần 150 kG/cm^2).

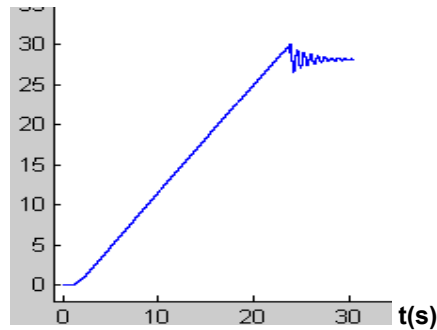
Nhưng cũng cần lưu ý rằng, khi tiếp tục lái hoặc trả lái, nếu mở nhanh thì áp suất bơm sẽ bị tăng lên tức thời (do chênh áp với các xi lanh thủy lực đang ở góc bẻ lái lớn, có áp suất lớn, áp suất này vào khoảng 50 kG/cm^2) và ảnh hưởng xấu tới bơm.



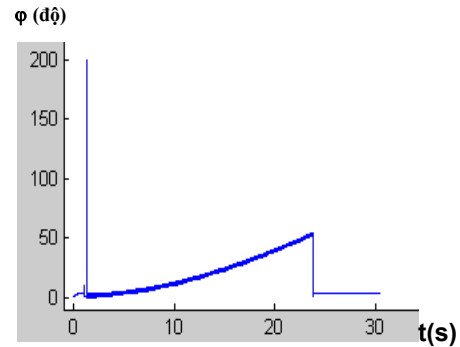
Hình 3.1. Áp suất trong xi lanh bị động (thấp áp) theo thời gian, $\text{kG/cm}^2 - \text{s}$

Xét ảnh hưởng độ không đồng đều lưu lượng bơm

Khi độ không đồng đều lưu lượng bơm tăng, thông qua các hình trên có thể thấy các hiện tượng dao động áp suất cũng như xung áp đều tăng. Trong phạm vi nhất định, thì dao động áp suất thay đổi tương ứng với dao động lưu lượng. Tuy vậy, cũng có thể, ở phạm vi nào đó thì tính chất và mức độ nguy hại hơn.



Hình 3.3. Áp suất đẩy của bơm theo thời gian khi $t = 0.1s$, kG/cm^2-s



Hình 3.4. Đồ thị góc bánh lái theo thời gian khi $t = 0.1s$, độ-s

Xét ảnh hưởng của độ đàn hồi của hệ thống ống

Dao động áp suất khi ở góc bẻ lái nhất định sẽ có phần nhỏ hơn khi mô đun đàn hồi tương đương nhỏ hơn. Điều này có thể đạt được bằng cách chọn vật liệu ống có độ đàn hồi cao, tăng lượng dầu trong hệ thống (chiều dài, đường kính các ống). Tuy vậy, khi độ đàn hồi tăng, dao động của bánh lái sẽ có biên độ lớn hơn.

Xét ảnh hưởng của quán tính hệ thống lái

Khi khối lượng quán tính của hệ thống tăng, dao động áp suất trong quá trình làm việc tăng một cách rõ rệt. Ngoài ra, quá trình dao động khi các xi lanh đã được cách li cũng kéo dài hơn.

Xét ảnh hưởng của việc lựa chọn Q và H bơm

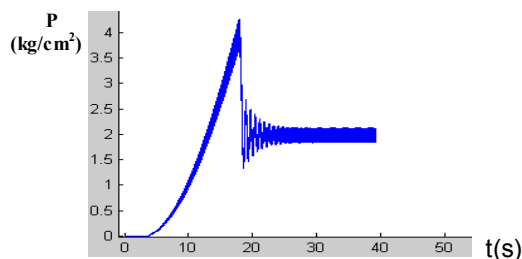
Giả sử, để giữ nguyên công suất động cơ điện, ta tăng lưu lượng của bơm từ $140 cm^3/s$ lên $250 cm^3/s$, đồng thời tăng đường kính piston từ 7 cm lên 9.35 cm.

Kết quả thu được cho thấy, thời gian bẻ lái không thay đổi, áp suất làm việc của hệ thống và xung áp khi đóng van, dao động khi bánh lái ở vị trí khác 0 là nhỏ hơn so với trường hợp sử dụng bơm lưu lượng nhỏ, áp suất cao. Tuy vậy, biện pháp này dẫn đến tăng kích thước khối lượng máy lái.

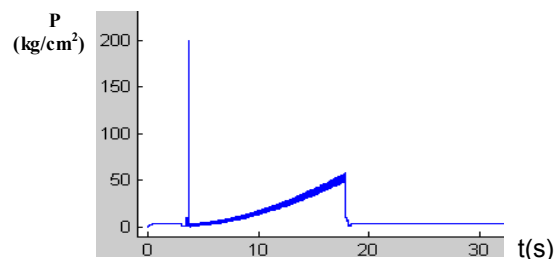
Xét ảnh hưởng của tính chất các lực thủy lực

Do ảnh hưởng của các dòng chảy, sóng gió, vận tốc tàu thay đổi..., nên lực thủy động ở vị trí bánh lái nhất định cũng thay đổi. Bên dưới là các đồ thị hiển thị các thông số làm việc của hệ thống khi kể đến các yếu tố này.

Ở đây, ngoài lực thủy lực chính còn bổ xung các thành phần khác như ảnh hưởng của vòng quay chong chóng, tần số sóng xô tới đuôi tàu...



Hình 3.5. Lực thủy động tác dụng lên bánh lái theo thời gian khi $Q_b=250cm^3/s$ và $dpit=9.35cm, kG/cm^2-s$



Hình 3.6. Áp suất đẩy của bơm khi $Q_b=250cm^3/s$ và $dpit=9.35cm, kG/cm^2-s$

2.7. Đề xuất các giải pháp giảm thiểu xung động thủy lực trong hệ thống lái thủy lực

Thông qua việc mô phỏng sự làm việc của hệ thống lái thủy lực và kết quả trình bày ở trên, tác giả đề xuất một số giải pháp nhằm giảm thiểu xung động thủy lực trong hệ thống lái thủy lực tàu thủy như sau:

- Hoàn thiện kết cấu, tính toán thiết kế và lựa chọn thiết bị phù hợp với từng chế độ làm việc của từng hệ thống cụ thể sao cho hạn chế thấp nhất cường độ xung động thủy lực trong hệ thống như:
 - + Nhất thiết phải có van một chiều trên cửa đẩy từ bơm làm nhiệm vụ giảm xung, áp suất đặt ở 1,25- 1,3 áp suất làm việc max;
 - + Tăng thời gian đóng mở của van điều khiển và kết hợp sử dụng các cụm van một chiều điều khiển bằng hai tín hiệu áp suất để tránh hiện tượng trả lái; hoặc sử dụng van điều khiển đóng nhanh mở chậm;
 - + Sử dụng ống thủy lực mềm;
 - + Trong trường hợp có thể, sử dụng hệ thống có lưu lượng lớn và áp suất nhỏ; tốt nhất là sử dụng các bơm lưu lượng đều và có thể điều chỉnh được. Ở thời điểm bắt đầu bẻ lái, để tránh xung áp lớn thì lưu lượng này phải nhỏ, sau đó tăng dần;
 - + Có thể sử dụng các bánh lái có hệ số cân bằng lớn để giảm mô men ở thời điểm bẻ lái;
 - + Giảm khối lượng dầu trong hệ thống, sử dụng dầu thủy lực có độ nhớt thấp và ít hấp thụ không khí.
- Bảo đảm chế độ sửa chữa thường xuyên nhằm duy trì trạng thái kỹ thuật tốt nhất cho hệ thống.
- Lắp thêm thiết bị hỗ trợ làm giảm cường độ xung và ngăn cản sự hình thành xung động trong hệ thống.
- Điều chỉnh các trạng thái công tác cũng như các thông số kỹ thuật của từng thành phần trong hệ thống thủy lực để các thiết bị hoạt động hỗ trợ lẫn nhau, triệt tiêu lẫn nhau các tác động gây xung động thủy lực trong hệ thống.

TÀI LIỆU THAM KHẢO:

- [1]. Đinh Ngọc Ái, Đặng Huy Chi, Nguyễn Phước Hoàng, Phạm Đức Thuận (1972), *Thủy lực và Máy thủy lực*, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp.
- [2]. *Máy lái thủy lực tàu thủy - yêu cầu kỹ thuật* (2006), Tiêu chuẩn ngành Máy lái thủy lực, Bộ Giao thông vận tải.
- [3]. I. E. Ideltrik (1975), *Sách tra cứu về sức cản thủy lực*, (Nguyễn Tài dịch), NXB Khoa học và Kỹ thuật, Cục Đăng kiểm Việt nam.
- [4]. Bruce E. Larock, Roland W. Jeppson, Gary Z. Watters (2000), *Hydraulics of Pipeline Systems*, CRC Press Boca Raton London New York Wasington, D.C.

Người phản biện: TS. Lê Văn Học
