MÔ PHỎNG QUÁ TRÌNH LÚN CỌC BẰNG MÔ HÌNH BÚA RUNG CỠ NHỎ

Nguyễn Hồng Ngân, Nguyễn Chí Nghĩa
Trường Đại học Bách Khoa – ĐHQG TP.HCM
(Bài nhận ngày 08 tháng 02 năm 2002, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 10 tháng 4 năm 2002)

TÓM TẮT: *Để kiểm chứng lý thuyết mô hình toán cho búa rung, chúng tôi đã chế tạo một mô hình thí nghiệm. Kết quả đo lực và độ lún cọc trên mô hình đã kiểm chứng mô hình toán và các giả thiết. Một chương trình mô phỏng máy thí nghiệm đã được thành lập trên máy tính. Từ kết quả mô phỏng chúng tôi đã rút ra được một số thông số làm việc tối ưu cho búa rung cỡ nhỏ.*

1. Giới thiệu

Cọc đóng bằng búa rung và rung va được ứng dụng trong móng công trình tương đối gần đây và khá được ưa chuộng. Thông số thiết kế của máy búa tuỳ vào điều kiện ứng dụng mà rất thay đổi. Phần lớn các máy đóng rung có vùng tần số rung 5 đến 40 Hz và được phận vào loại máy đóng rung tần số thấp, gần đây công ty sản xuất các loại máy đóng cọc ICE cũng đã sản xuất loại máy đóng cọc tần số cao đến 2400 Hz, hoặc hãng APE đã chế tạo một loại buá rung cực lớn đến gần 10 tấn dùng cho các công trình lớn.

Đóng cọc bằng máy rung cho phép đạt vận tốc lún khá nhanh, ít tiếng ồn và ít làm hư cọc hơn so với búa va trong cùng một điều kiện đất thích hợp. Việc rung cọc trong quá trình đóng sẽ làm giảm lực cản đất như vậy nó cho phép lún nhanh hơn. Như đã biết các loại búa đóng cọc đã được chế tạo thường là những máy có khối lượng lớn, máy có trọng lượng nhỏ nhất cũng đến 120 kg, thông thường khi làm việc những loại máy đó phải có giá đỡ đi kèm. Còn ở các tỉnh phía Nam hiện nay do có đặc thù là các công trình được xây dựng trên nền đất yếu và thường được gia cố bằng một loại cọc gỗ nhỏ được gọi là cọc tràm, đường kính ở vị trí lớn nhất khoảng 10-15 cm, dài khoảng 4 m, khối lượng khoảng 10 kg. Với một loại cọc như vậy người công nhân thường phải đóng bằng tay mà hiện nay chưa một loại máy búa nào được ứng dụng. Để giảm nhẹ sức lao động của người công nhân, vấn đề được đặt ra là cần chế tạo những máy búa cỡ nhỏ cầm tay để đóng cọc thay thế cho sức người mà vẫn đạt hiệu quả cao. Để có những máy búa có những thông số làm việc hợp lý, một máy búa mô hình cỡ nhỏ nhưng có kích thước như búa định thiết kế đã thực hiện và các thông số làm việc đã được đo đạc, dựa trên cơ sở đó ta mô phỏng máy búa trên máy tính để kiểm chứng thực nghiệm và tối ưu hóa các thông số làm việc của máy.

2. Mô hình phòng thí nghiệm.

2.1 Mục đích cuả mô hình thí nghiệm.

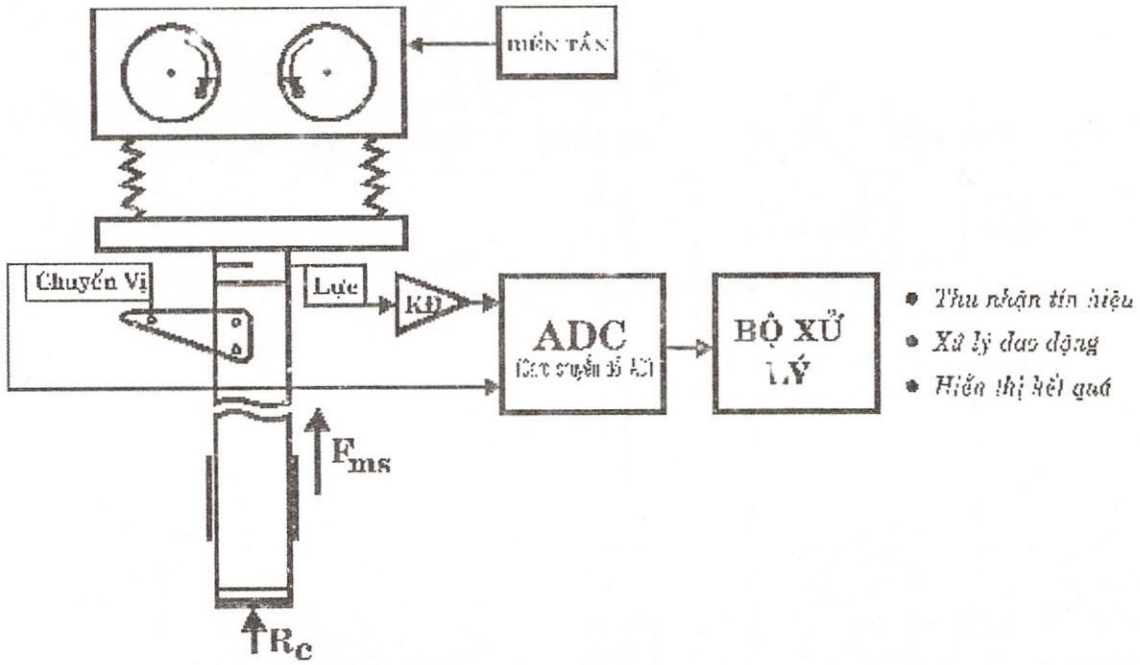
Kiểm chứng và so sánh các kết quả nhận được trên mô hình thí nghiệm và mô hình thiết lập trên máy tính từ đó cho phép mô phỏng quá trình lún cọc trên máy để tiết kiệm thời gian và giá thành thiết kế, chi phí chế tạo thử máy búa.

2.3 Thiết bị thí nghiệm .

+ Cấu tạo thiết bị (hình 1) bao gồm:

- Một máy búa rung cỡ nhỏ với lực kích định hướng.
- Một biến tần gắn với động cơ của máy búa cho phép thay đổi tần số làm việc của đầu búa.

-Máy búa được gắn với cọc thiết diện vuông ghép từ hai thanh thép L70 cm chiều dài 1 mét.



Hình 1. Mô hình thiết bị thí nghiệm búa rung.

-Khung dẫn hướng đồng thời kết hợp bộ phận tạo lực cản đầu cọc (có thể sử dụng đất cát mô phỏng hoặc các lực duy trì lên đầu cọc và thân cọc thông qua các đối trọng treo trên các puly gắn vào khung máy) . Lực cản ở đầu và thân cọc có thể được thay đổi tùy theo trọng lượng đối trọng .

+Thiết bị đo

Đầu đo bao gồm:

-Cảm biến đo lực - Loadcell gắn giữa đầu búa và cọc để đo lực búa tác dụng vào cọc.

-Cảm biến chuyển vị - Potentionmeter để đo độ lún cọc.

+ Thu nhận tín hiệu

Tín hiệu POT và Loadcell được đưa về máy tính thông qua mạch chuyển đổi AC: như vậy tín hiệu thực (analog) sẽ được biến đổi thành tín hiệu rời rạc số (digital). Máy tính thu nhận tín hiệu, xử lí và xuất tín hiệu điều khiển tới biến tần để điều khiển tốc độ động cơ làm thay đổi tần số làm việc của đầu búa. Sơ đồ mô hình đo lực và độ lún của thiết bị thí nghiệm được biểu diễn ở hình 2.

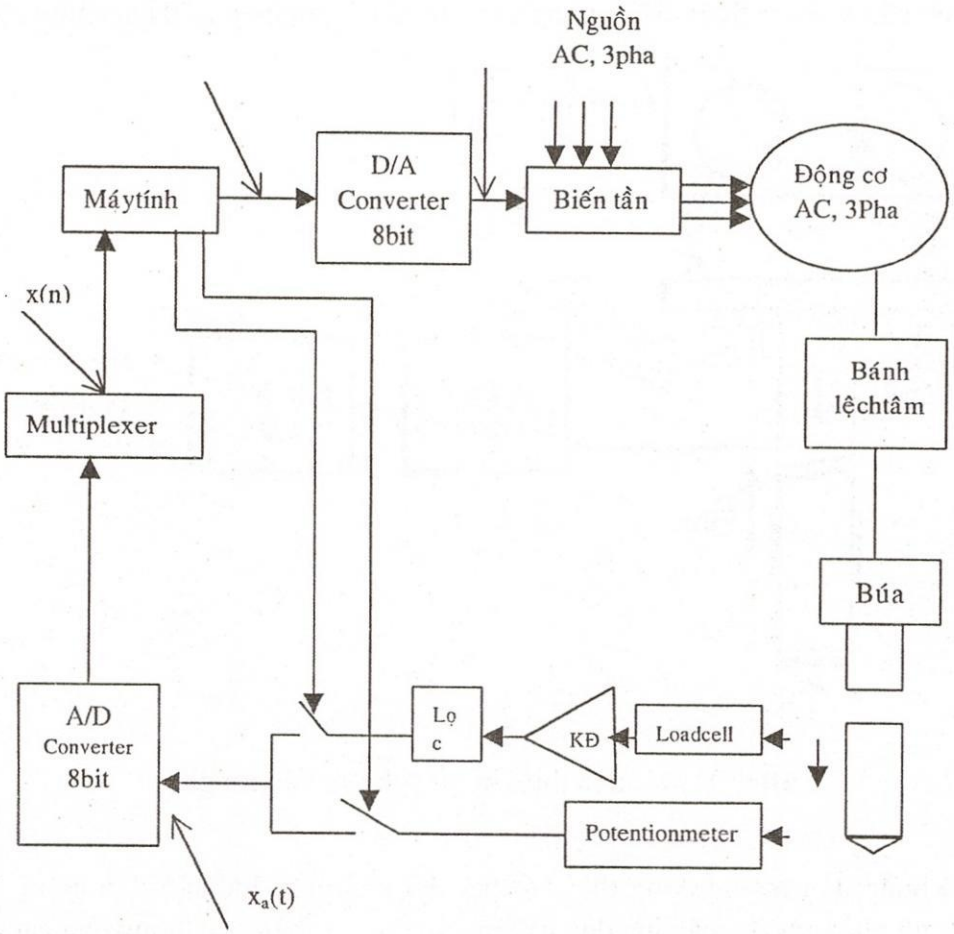
+Các thông số của máy buá thí nghiệm:

Công suất động cơ: N=0,75 kW; Số vòng quay trục ra của động cơ là n=900 vòng /phút và được thay đổi nhờ một biến tần. Mômen tĩnh bánh lệch tâm được thay đổi từ 0,07 kg.cm đến 0,3 kg.cm; độ cứng lò xo: K =630 N/cm.

Khối lượng búa: m_1=25kg; Khối lượng cọc: m_2 = 25kg .

Thông số lực cản cọc : Lực ma sát thành bên : Fms = 10 ÷25 kN;

Lực cản đầu cọc : R = 10 ÷30 kN.



Hình 2. Sơ đồ mô hình đo của thiết bị thí nghiệm.

+ Thông số đầu đo:

-Chuyển vị (độ lún cọc) : l=0÷20 cm; Lực đầu búa lên cọc : P=0÷4000 kg .

Tần số rung của máy : n_r = 0÷1000 vg/ph.

Kết quả đo độ lún cọc và lực kích búa của mô hình thí nghiệm được trình bày ở hình 3.

So sánh độ lún cọc tính toán trên chương trình mô phỏng bằng phần mềm Matlab – Simulink và độ lún cọc đo được ở hình 5 và 6 ta thấy có sự sai lệch không lớn từ đây cho phép ta chỉ thí nghiệm trên máy tính.

3. Mô phỏng quá trình lún cọc bằng búa rung trên máy tính

Dựa trên cơ sở kết cấu của hệ thống và những kết quả nhận được trên mô hình thí nghiệm chúng ta có thể mô phỏng mô hình toán quá trình lún cọc bằng búa rung trên máy tính và tìm ra các thông số làm việc hợp lý cho loại máy búa đóng cọc cỡ nhỏ.

Để xác lập mô hình toán chấp nhận một số giả thuyết sau :

– Cọc là vật cứng tuyệt đối; đất quanh cọc không chuyển động; giữa thành cọc và đất là ma sát khô; lực kích lên cọc là $P = P_0 . \sin(\omega t+\alpha)$; cọc được khảo sát trong mô hình đất dẻo hoàn toàn.

Thực nghiệm cho thấy rằng lực cản xung quanh cọc, lực ma sát khô - tác giả A. Golovatrebưu [9] đã khẳng định điều đó dựa trên cơ sở phân tích dạng dao động trên

oxilograp của phần rung trong đất. Kết quả thấy rằng với vận tốc dao động lún cọc cao thì thành phần lực cản đàn hồi ở thành bên có thể bỏ qua (ở đây thành phần đàn hồi nhỏ hơn thành phần dẻo 200 lần). Còn lực cản nhớt của đất thì có tính chất phi tuyến (với đặc tính yếu) và thậm chí ở vận tốc không lớn (5 - 10 cm/s) đã đạt một giá trị ổn định ít thay đổi khi tăng vận tốc.

-Đối với trường hợp đóng các cọc có đầu nhọn ta tính lực cản tổng hợp chính là lực ma sát khô (lúc đó coi như không có lực đàn hồi và lực cản nhớt).

- Trong quá trình lún cọc, vận tốc quay của đề-ba-lăng là không đổi. Nhưng lý thuyết và thực nghiệm (M. A. Jypun) đã chỉ ra rằng, khi lún cọc, vận tốc quay của đề-ba-lăng sẽ thay đổi 5%, có nghĩa là trong tính toán có thể chấp nhận vận tốc góc của đề ba lăng là đại lượng không đổi, không liên quan đến việc xác định các tải trọng tĩnh cũng như động lên cơ cấu.

Quá trình lún cọc được thực hiện theo từng giai đoạn như sau:

a) Giai đoạn nâng lên phía trên

$$m_0\ddot{x} = -P_0 \sin(\omega t + \alpha) + Q + F \qquad (1)$$

với $t = 0$; $x = \dot{x} = 0$

với $t = t_1$; $x = 0$; $\dot{x} = x_1$

Trong đó : Q : Trọng lượng

F : Lực cản ma sát thành bên

Ở vị trí trên cùng, hệ thống có thể dừng nếu tổng các lực tác dụng (với việc đổi chiều của lực F) sẽ nhỏ hơn 0 :

$$-P_0 \sin(\omega t_1 + \alpha) + Q - F < 0 \qquad (2)$$

Nếu có sự dừng thì chuyển động của hệ sẽ bắt đầu vào thời điểm t_2 :

$$-P_0 \sin(\omega t_2 - \alpha) + Q - F < 0 \qquad (3)$$

b) Giai đoạn chuyển động của hệ xuống dưới đến điểm tiếp xúc với nút đất:

$$m_0 \dot{x} = -P_0 \sin(\omega t + \alpha) + Q - F \qquad (4)$$

với $t = t'$; $x = x_1$; $\dot{x} = 0$

với $t = t_3$; $x = 0$; $\dot{x} = x_3$

Ở điều kiện đầu tiên của (4) $t' = t_1$ khi không có sự dừng thì $t' = t_2$ nên thỏa mãn phương trình (2).

c) Giai đoạn xuyên nút đất (biến dạng dẻo) :

$$m_0 \dot{x} = -P_0 \sin(\omega t + \alpha) + Q - F - R \qquad (5)$$

với $t = t_3$; $x = 0$; $\dot{x} = x_3$

với $t = t_4 \le 2\dfrac{\Pi}{\omega}$; $x = x$; $\dot{x} = 0$

Trong khoảng thời gian $2\frac{\Pi}{\omega} - t_4$ sẽ xảy ra dừng hệ cho đến lúc bắt đầu chu kỳ tiếp theo khi lực kích chưa đủ để nâng hệ lên, có nghĩa là khi :

$$P_0 . \sin\alpha = Q + F \qquad (6)$$

Từ (6) có thể xác định được góc pha như sau :

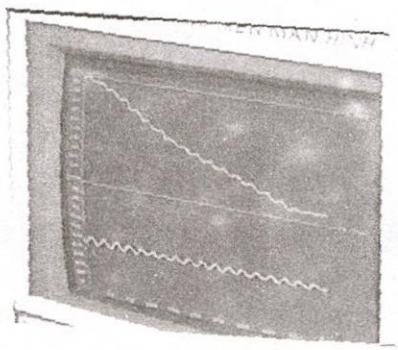
$$\alpha = \arcsin (q+f)$$

Để dễ dàng tính toán, người ta đưa ra các thông số không thứ nguyên :

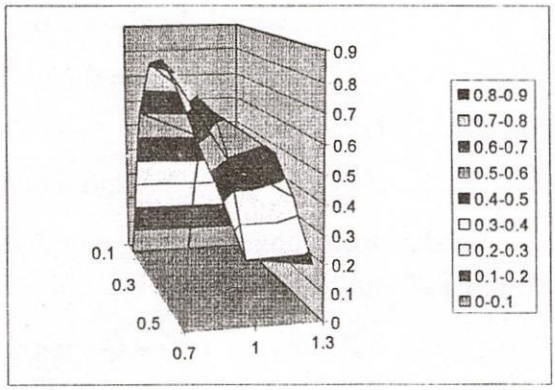
$$\tau = \omega t \qquad q = \frac{Q}{P_0} \qquad y = \frac{m_0\omega^2}{P_0}$$

$$f = \frac{F}{P_0} \qquad \gamma = \frac{R}{P_0}$$

Phương trình vi phân được viết lại như sau: $\ddot{y} = \sin(\tau + \alpha) + q - f - \gamma$

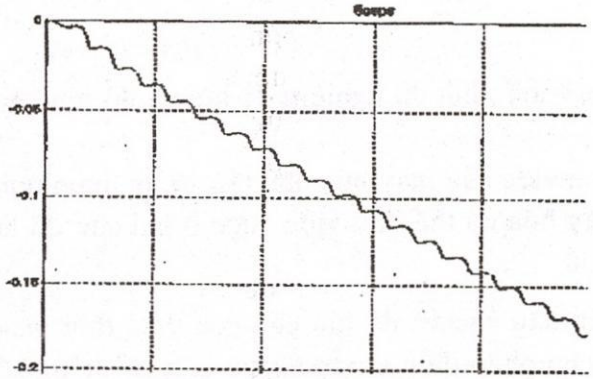


Hình 3. Kết quả đo lún cọc và lực kích thí nghiệm (Biểu đồ trên: độ lún Biểu đồ dưới: lực kích)

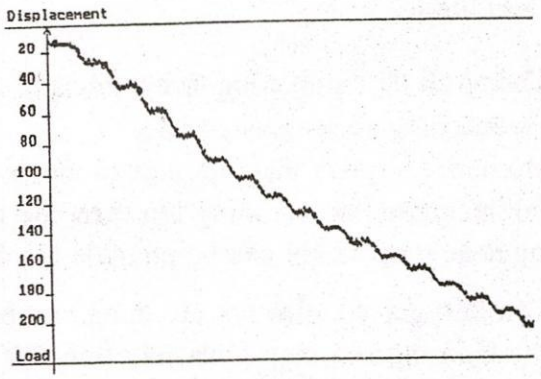


Hình 4. Sự phụ thuộc của độ dừng cọc máy buá không thứ nguyên vào q: f = 0,5 ; 1 : γ = 0,7 ; 2 : γ = 1 ; 3 : γ = 1,3

Từ phương trình trên cho phép ta tính tóan và thiết lập độ lún cọc không thứ nguyên theotải đè và lực cản không thứ nguyên như trên hình 4. Qua khảo sát các tài liệu chỉ có trong công trình của TSEITLIN [9] là tác giả đề cập đến vận tốc lún cọc không thứ nguyên theo tải đè và tỉ lệ lực cản đầu cọc cho một chu kỳ rung. Trong bài báo này nhóm tác giả đã sử dụng phương pháp số để nhận kết quả như trong tài liệu [9] để so sánh, hơn thế đi đến trình bày kết quả đồ thị trong không gian ba chiều (hình 4), qua phân tích biểu đồ nhận thấy rằng tồn tại một áp lực tối ưu của đầu cọc vào đất mà với áp lực đó có thể đạt được sự dừng cọc lớn nhất sau một chu kỳ từ đây ta đi đến một chiến lược gia tải theo sườn bên trái của biểu đồ là tối ưu, vì trong thực tế lực cản đầu cọc tăng dần trong quá trình hạ cọc, với chiến lược gia tải này cho phép giảm nhỏ trọng lượng búa.



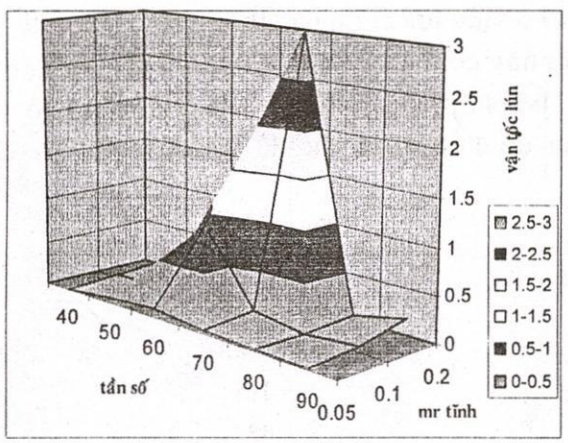
Hình 5. độ lún cọc theo thời gian đã tính (lún 20cm trong thời gian 3 giây)



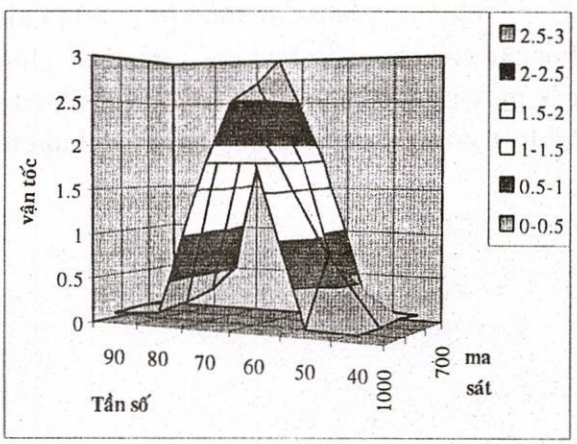
Hình 6. độ lún cọc theo thời gian đo được (lún 20 cm trong thời gian 3 giây)

Lý thuyết cho thấy rằng lực cản đầu cọc trong một chu kỳ có thể lấy không đổi chỉ trong trường hợp nếu vùng đàn hồi nhỏ so với độ lún hạ cọc. Trong một số trường hợp khác như thiết diện đầu cọc lớn, thì trong mô hình tính toán cần tính đến thành phần lực cản đàn hồi ở đầu cọc, vì khi đó nó có giá trị không kém thành phần lực cản dẻo, thậm chí còn lớn hơn (đặc biệt ở cuối giai đoạn).

Hệ phương trình trên đã được giải trên máy tính thông qua phần mềm MATLAB-SIMULINK, và được ứng dụng cho máy búa rung cỡ nhỏ đã chế tạo tại Bộ môn Cơ giới hoá xí nghiệp và xây dựng Khoa Cơ khí – Trường Đại học Bách Khoa TP.Hồ Chí Minh để tìm các miền thông số làm việc thích hợp. Các mối quan hệ giữa tần số với vận tốc lún, mô men tĩnh bánh lệch tâm và tần số với vận tốc lúc, lực cản thành bên của búa rung được biểu diễn ở hình 7 và 8.



Hình 7. Quan hệ vận tốc lún, tần số mômen tĩnh



Hình 8. Quan hệ vận tốc lún tần số và ma sát thành bên.

4. Kết luận

- Chúng tôi đã thành công trong việc chế tạo một mô hình thí nghiệm đo lực và độ lún cho máy buá rung và rung va cỡ nhỏ.
- Mô hình cho phép thay đổi một số thông số làm việc của máy búa như tần số, mômen tĩnh bánh lệch tâm, lực tác dụng lên thân cọc và máy búa có thể làm việc được ở hai chế độ là rung hoặc rung va khi gắn bộ phận đe lên đầu cọc.

- Các kết quả đo gồm lực tác dụng của búa lên đầu cọc và độ lún của cọc theo thời gian được hiển thị trên màn hình máy tính. Từ đây cho phép điều khiển tối ưu một số thông số làm việc của máy (như tần số, lực kích, mô men tĩnh bánh lệch tâm, tải đè lên cọc) sao cho thời gian lún cọc là nhanh nhất ứng với điều kiện cọc và lực cản xác định.
- Từ những kết quả đo được cho phép kiểm chứng thực nghiệm mô hình toán và mô phỏng trên máy tính bằng chương trình viết trong phần mềm SIMULINK, các kết quả tính tóan và kết qủa thực nghiệm tương đối trùng khớp nhau, với kết quả nhận được cho phép ta mô phỏng quá trình đóng cọc trên máy tính và tối ưu hóa các thông số làm việc của máy để giảm bớt những khó khăn khi phải thí nghiệm trên thực tế.

Mô phỏng quá trình lún dẻo của mô hình buá rung ta có nhận xét sau:
- Rút ra một chiến lược gia tải cho phép tăng khả năng lún cọc mà trọng lượng của phần làm việc của máy không quá lớn (gia tải theo sườn bên trái của mặt phẳng gia tải).

- Khi lựa chọn chế độ tần số có tính đến độ đàn hồi của cọc, ta phát hiện ra rằng có thể lún cọc dài không cần phải tăng lực kích hay lực tĩnh.

- Khi tăng mô mômen tĩnh trong giới hạn của máy buá nhỏ từ 0,05-0,3kg.m thì tần số tối ưu đạt vận tốc cực đại tăng dần từ 60-70 rad/giây, còn khi lực ma sát thành bên của cọc thay đổi thì không làm thay đổi tần số tối ưu và nó luôn bằng 70 rad/giây trong máy mô hình đã thiết kế mà chỉ làm vận tốc lún giảm khi ma sát tăng.

Phương pháp tính toán trên mở ra khả năng cho việc lựa chọn các thông số cơ bản để lún các cọc cho máy buá nhỏ. Đặc biệt phương pháp này có thể sử dụng hiệu quả khi chế tạo các máy rung có các thông số điều chỉnh được. Nó cho phép xác định sơ bộ các vùng tần số và trên cơ sở đó tiến hành khai thác thuật toán tối ưu để điều chỉnh chế độ tần số.

SIMULATION OF PILE PENETRATION ON LIGHT VIBRATORY HAMMER MODEL

Nguyen Hong Ngan, Nguyen Chi Nghia
University of Technology – VNU-HCM

ABSTRACT: Laboratory model of Vibro-Driven Piles was created. The force of vibro-driver and pile penetration were mesurered. A mathematical simulation model was developed. The simulation showed results fully similar to the mesured proving the adequate description of the physical model by mathematical model. Some optimized working-parameters is then obtaind base on the matematical model.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1].DEEKS, A.J., and RANDOLPH, M.F. *Analytical Model of Hammer Impact for Pile Driving.* International Journal for Nmerical and Analytical Methods in Geomechanic, Vol. 17, pp.279-302. London:John Wiley & Sons, Ltd . (1993)

[2].EROFEEV, L.V. *Vibrationnye I Vibroudarnye Machiny Dlya Pogruzheniya Svai* (Vibration and Impact-Vibration machines for driving piles). NIIinfstroidorkommunash, Moscow, p43. (1966)

[3].FRITZ, G. *Auslegung von Stellementen für Schwingungserregerzellen mit geregelter Parameterverstellung und adaptive Regelungskonzepte für den Vibrationsrammprozes.* ReiheF/ Heft 44, Karlsruhe. (1996)

[4].ISERMANN, R., LACHMANN, K.-H. and MATKO, D. *Adativ Control Systems*. Prentice Hall, New York etc. (1992)

[5].LIKINS, G., RAUSCHE, F., MORRISON, M. and RAINES, R. *Evaluation of Measurements for Vibratory Hammer*. Proceeding of the Fourth International Conference of the Application of Stress Wave Theory to Pile, pp. 433-436. (1992)

[6].NGUYEN ANH TUAN, NGUYEN HONG NGAN, *Dynamic modeling of friction characteristic between pile and soil.* The 4th International Symposium on High Performance of Tribosystem, 15-16 june 2001 pp.104-109. (2001)

[7].O'NEILL, M. W. , VPULANANDAN, C. AND WONG, D. *Laboratory Modeling of Vibro-Driven Piles,* Journal of Geotechnical Engineering , Vol. 116, No. 8, 1190-1209. (1990)

[8].SVINKIN M.R. *Velocity-impedance-energy relationships for driven piles*. Proc., Fifth Inter. Conf. on the Application of Stress-Wave Theory to Piles, Orlando, Florida, September 11-13, 1996, 870-890. (1996)

[9].TSEITLIN, M.G. VERSTOV,V.V., and AZBEL, G.G *Vibrationnaya Tekhnika I Tekhnologiya V Svainykh I Burovikh Rabotakh* (Vibratory Methods and the Technology of Pilling and Boring Work) Stroiizdat, Leningradskoe Otdelenie, Leningrad. (1987)

[10].VIPULANDAN, C. and WONG, D. *Behavior of Vibrio-Driven Piles in Sand.* Journal of Geotechnical Engineering, Vol. 116, No.8, 1211-1230. (1990)