TẠP CHÍ

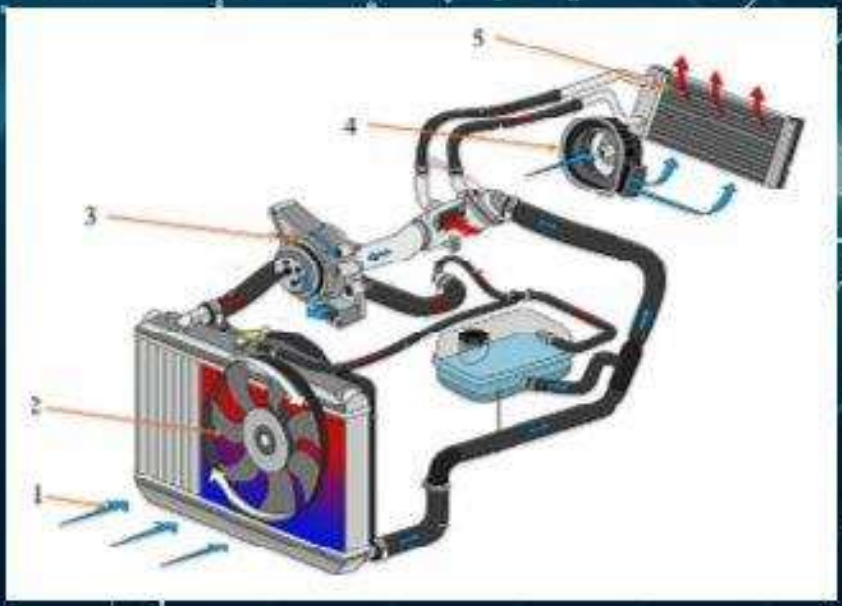
ISSN 3030-4172

CÔNG NGHIỆP MỎ

MINING INDUSTRY JOURNAL

https://tapchi.hoimovietnam.vn

NĂM THỨ XXXIV SỐ 2-2025



HỘI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ MỎ VIỆT NAM
VIET NAM MINING SCIENCE AND TECHNOLOGY ASSOCIATION

TẠP CHÍ
CÔNG NGHIỆP MỎ
MINING INDUSTRY JOURNAL

ISSN 3030-4172

NĂM THỨ XXXIV | SỐ 2-2025

PHỤ TRÁCH TẠP CHÍ
TẠ NGỌC HẢI

THƯ KÝ KIÊM TRỊ SỰ
KIỀU KIM TRÚC

BAN BIÊN TẬP
TRẦN TÚ BA
NGUYỄN BÌNH
NGUYỄN TIẾN CHỈNH
NHỮ THỊ KIM DUNG
VÕ TRỌNG HÙNG
LƯƠNG QUANG KHANG
NGUYỄN THÚY LAN
NGUYỄN HỒNG MINH
LÊ ĐỨC PHƯƠNG
ĐÀO ĐẮC TẠO
TRẦN VĂN TRẠCH

HỘI ĐỒNG BIÊN TẬP
PHÙNG MẠNH ĐẮC
ĐINH NGỌC ĐĂNG
TRẦN XUÂN HÀ
TRẦN XUÂN HÒA
PHÙNG QUỐC HUY
VÕ CHÍ MỸ
BÙI XUÂN NAM
NGUYỄN CẢNH NAM
PHAN NGỌC TRUNG

TÒA SOẠN
Số 226 Đường Lê Duẩn,
Đống Đa, Hà Nội
Điện thoại: 024.36649159
Fax: (+84) 024.36649159
Website: https://tapchi.hoimovietnam.vn

Giấy phép xuất bản số
376/GP-BTTTT của Bộ Thông tin
và Truyền thông ngày 13/7/2016

In tại Công ty TNHH In và Thương mại Trần Gia
Điện thoại: 02437326436
Nộp lưu chiểu:
Tháng 4 năm 2025

MỤC LỤC

❒ KHAI THÁC MỎ

❖ Ứng dụng phương pháp phân tích thứ bậc (AHP) và lý thuyết mờ trong việc lựa chọn phương pháp khai thác vỉa than dày trung bình dốc đứng — 4
Ngô Văn Ngọc, Wang Dong, Phạm Đức Thang

❒ TUYỂN VÀ CHẾ BIẾN KHOÁNG SẢN

❖ Thử nghiệm sử dụng cát nhân tạo từ đá thải mỏ kết hợp tro bay nhiệt điện trong chế tạo bê tông phục vụ xây dựng và phát triển nền kinh tế tuần hoàn — 13
Phạm Thị Nhàn, Phạm Chí Linh

❒ CƠ KHÍ, ĐIỆN - ĐIỆN TỬ - TỰ ĐỘNG HÓA

❖ Cải tiến phương pháp chế tạo cánh quạt làm mát ô tô bằng phương pháp đúc ly tâm — 22
Đặng Vũ Đinh, Đặng Thị Liên

❖ Nghiên cứu thiết kế bơm ly tâm cột áp đến 100 m lắp trên khung xe CAT773E, sử dụng mô tơ thủy lực, phục vụ phun nước dập bụi tại vùng than Quảng Ninh — 33
Nguyễn Minh Tuấn, Nguyễn Quốc Tuấn

❖ Phương pháp tính để phay bánh răng có số răng là số nguyên tố trên năm loại máy phay lăn — 41
Trần Ngọc Hải

❖ Nghiên cứu mô hình khử sóng hài đầu ra quạt cục bộ mỏ hầm lò sử dụng động cơ đồng bộ nam châm vĩnh cửu — 48
Trần Hữu Phúc, Trần Thanh Tuyền, Trần Hữu Phan

❒ THÔNG GIÓ, AN TOÀN VÀ BẢO VỆ MÔI TRƯỜNG

❖ Xây dựng bản đồ phân bố hàm lượng một số thông số chất lượng không khí khu vực tỉnh Quảng Ninh từ dữ liệu vệ tinh Sentinel 5P TROPOMI — 58
Trịnh Lê Hùng

❒ ĐỊA CƠ HỌC, ĐỊA TIN HỌC, ĐỊA CHẤT, TRẮC ĐỊA

❖ Vai trò của các yếu tố địa chất liên quan và khống chế quặng vàng gốc đới Tam Kỳ - Phước Sơn — 66
Lương Quang Khang và nnk

❖ Đề xuất phương pháp xác định tâm và trục giếng đứng phục vụ đo biến dạng và kiểm tra yếu tố hình học lòng giếng — 74
Võ Ngọc Dũng

❒ KINH TẾ, QUẢN LÝ

❖ Mô hình kinh tế carbon tuần hoàn tại một số nước tham gia APEC - Kinh nghiệm cho Việt Nam — 78
Phùng Quốc Huy

TẠP CHÍ
CÔNG NGHIỆP MỎ
MINING INDUSTRY JOURNAL

ISSN 3030-4172

34th YEAR | ISSUE 2-2025

CHIEF EDITOR IN CHARGE
TA NGOC HAI

EDITORIAL SECRETARY & MANAGER
KIEU KIM TRUC

EDITORIAL BOARD
TRAN TU BA
NGUYEN BINH
NGUYEN TIEN CHINH
NHU THI KIM DUNG
VO TRONG HUNG
LUONG QUANG KHANG
NGUYEN THUY LAN
NGUYEN HONG MINH
LE DUC PHUONG
DAO DAC TAO
TRAN VAN TRACH

EDITORIAL COUNCIL
PHUNG MANH DAC
ĐINH NGOC DANG
TRAN XUAN HA
TRAN XUAN HOA
PHUNG QUOC HUY
VO CHI MY
BUI XUAN NAM
NGUYEN CANH NAM
PHAN NGOC TRUNG

EDITORIAL OFFICE
226 Le Duan Rd.,
Dong Da Dist., Hanoi
Phone: 024.36649159
Fax: (+84) 024.36649159
Website: https://tapchi.hoimovietnam.vn

Publishing License:
No. 376/GP-BTTTT by the Ministry of Information and Communications, dated July 13, 2016

Printed at Tran Gia Printing and Trading Company Ltd. Phone: 02437326436
Legally deposited:
in April 2025

CONTENTS

❒ MINING

❖ Application of analytical hierarchy method (AHP) and fuzzy theory in selecting methods for mining of medium-thick steep coal seams — 4
Ngoc Van Ngo, Dong Wang, Thang Duc Pham

❒ MINERAL BENEFICIATION AND PROCESSING

❖ Experimental use of artificial sand from mines waste rocks combined with fly ash of thermal power plant in concrete manufacturing for construction and development of circulating economy — 13
Nhan Thi Pham, Linh Chi Pham

❒ MECHANICAL ENGINEERING, ELECTRICITY - ELECTRONICS - AUTOMATION

❖ Improved method of manufacturing automotive cooling fan blades by centrifugal casting method — 22
Dinh Vu Dang, Lien Thi Dang

❖ Research on design of centrifugal pump with head up to 100 m mounted on CAT773E chassis, using hydraulic motor, serving water spraying to suppress dust in Quang Ninh coal area — 33
Tuan Minh Nguyen, Tuan Quoc Nguyen

❖ Calculation method for gear milling when the number of teeth is a prime number on 5 types of gear hobbing machines — 41
Hai Ngoc Tran

❖ Research on harmonic wave suppression model of underground mine local fan output using permanent magnet synchronous motor — 48
Phuc Huu Tran, Tuyen Thanh Tran, Phan Huu Tran

❒ VENTILATION, SAFETY AND ENVIRONMENTAL PROTECTION

❖ Building the map of the distribution of some air quality parameters in Quang Ninh province from Sentinel 5P TROPOMI satellite data — 58
Hung Le Trinh

❒ GEOMECHANICS, GEOMATICS, GEOLOGY, GEODESY

❖ The role of geological factors in controlling primary gold ore in the Tam Ky - Phuoc Son belt — 66
Khang Quang Luong et al

❖ Proposed method to determine the center and axis of mine shaft for monitoring deformation and geometric parameter inside the shaft — 74
Dung Ngoc Vo

❒ ECONOMICS, MANAGEMENT

❖ Some challenges in implementing the national energy master plan – Referring to experiences from APEC countries — 78
Huy Quoc Phung

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ BƠM LY TÂM CỘT ÁP ĐẾN 100 M LẮP TRÊN KHUNG XE CAD773E, SỬ DỤNG MÔ TƠ THỦY LỰC, PHỤC VỤ PHUN NƯỚC DẬP BỤI TẠI VÙNG THAN QUẢNG NINH

Nguyễn Minh Tuấn[1,*], Nguyễn Quốc Tuấn[2]

[1]Trường Đại học Mỏ - Địa chất, 18 Phố Viên, Hà Nội, Việt Nam
[2]Trường Đại học Đông Á, Đường Trịnh Văn Bô, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO
CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học
Ngày nhận bài: 25/ 01/2025
Ngày nhận bài sửa: 28/02 /2025
Ngày chấp nhận đăng: 08/3/2025
[1,*]Tác giả liên hệ:
Email: nguyentuan.ctb.hn@gmail.com

TÓM TẮT

Đặc thù của ngành khai thác than là mang lại lợi ích kinh tế, nhưng cũng để lại nhiều hậu quả về tác động xấu đến môi trường. Trong đó, vấn đề bụi phát sinh trong quá trình khai thác, vận chuyển than từ các mỏ được đánh giá là rất nghiêm trọng. Chính vì thế, ngành khai thác than đã có nhiều biện pháp hạn chế sự phát tán của bụi, tùy thuộc vào từng điều kiện khai thác mà sử dụng các biện pháp khác nhau cho phù hợp. Tựu chung lại có 2 phương pháp tổng quát là phương pháp sử dụng các thiết bị dập bụi cố định (đối với không gian hẹp) và phương pháp sử dụng các thiết bị dập bụi di động đối với không gian rộng).

Bài báo này trình bày về tính toán, thiết kế hệ thống bơm nước ly tâm cột áp cao đến 100 m để lắp trên xe CAT773E để di chuyển quanh khai trường của các mỏ than phục vụ phun nước dập bụi.

Từ khóa: *máy bơm ly tâm, cột áp cao, dập bụi mỏ than*.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Nhu cầu về sử dụng các hệ thống thiết bị đồng bộ cho các phương pháp dập bụi là rất lớn, hầu như tại bất kỳ mỏ than nào trên địa bàn tỉnh Quảng Ninh cũng sử dụng một hoặc nhiều thiết bị dập bụi khác nhau để hạn chế ảnh hưởng của bụi đến môi trường. Tuy nhiên, hầu hết các thiết bị này đều phải nhập khẩu từ nước ngoài: Trung Quốc, Nhật Bản, Mỹ, Đức…. Do đó, giá thành các thiết bị rất đắt, không chủ động trong việc thay thế, sửa chữa thiết bị, đặc biệt, trong điều kiện làm việc tại các mỏ than, các phụ tùng thường rất nhanh hỏng. Sau khi nghiên cứu các thiết bị dập bụi, có thể thấy, với trình độ chuyên môn, máy móc thiết bị, vật liệu phục vụ gia công, chế tạo các thiết bị này hoàn toàn có thể được nghiên cứu và nội địa hóa phần lớn trong nước. Thực hiện được vấn đề này sẽ góp phần từng bước làm chủ được công nghệ chế tạo, chủ động trong công tác sửa chữa, phục hồi, sửa chữa các hệ thống thiết bị dập bụi phổ biến hiện nay. Trong các thiết bị dập bụi, có xe bồn chở nước có thể tích trên 30 m^3. Để phun nước dập bụi, thiết bị này sử dụng bơm ly tâm cột áp đến 100 m dẫn động bằng mô tơ thủy lực thông qua hệ thống điều khiển dầu thủy lực từ trạm nguồn được lắp đặt trên xe bồn. Trên xe dùng van thủy lực điều chỉnh chế độ làm việc của hệ thống với các số vòng quay của trục bơm khác nhau để máy bơm có cột áp khác nhau, nghĩa là, nước phun ra từ các vòi phun với bán kính xa, gần khác nhau. Trong hệ thống này, máy bơm ly tâm cột áp cao tới 100 m lắp đặt trên xe nghiên cứu, thiết kế, chế tạo trong nước thay vì nhập khẩu như hiện nay. Các thiết bị khác như: téc chứa nước, mô tơ thủy lực, hệ thống điều khiển thủy lực… cũng hoàn toàn có thể nghiên cứu, lựa chọn, lắp đặt trong nước.

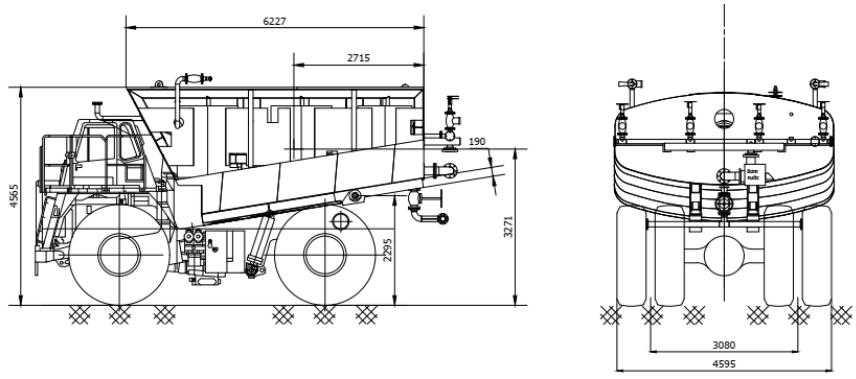
2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Giới thiệu phương pháp dập bụi sử dụng máy bơm ly tâm cột áp cao đặt trên xe chuyên dụng CAD773E

2.1.1. Giới thiệu chung

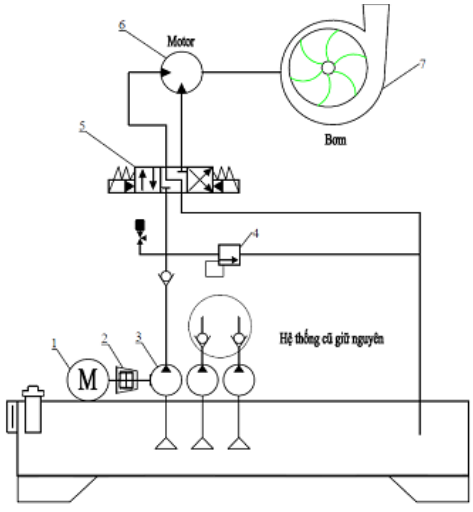
Phương pháp dập bụi di động sử dụng bơm ly tâm lắp trên xe chuyên dụng CAT773E là phương

pháp dùng động cơ diesel làm nguồn động lực chính để vận hành hệ thống bơm thủy lực, thông qua hệ thống mạch thủy lực điều khiển sự hoạt động của động cơ thủy lực dẫn động bơm ly tâm cột áp cao, bơm nước từ thùng chứa (50 m^3) gắn trên khung xe. Nước sạch được bơm qua các vòi phun với vận tốc cao thành dạng giọt tơi ra ngoài không gian để dập bụi phát tán trong môi trường (Hình 1)



Hình 1. Kết cấu chung của xe CAT773E lắp hệ thống máy bơm cột áp cao

2.1.2. Nguyên lý hoạt động của hệ thống



Hình 2. Sơ đồ mạch thủy lực điều khiển hoạt động của bơm ly tâm cột áp cao

1. Động cơ diezel; 2. Khớp nối dẫn động động cơ và bơm thủy lực; 3. Bơm thủy lực, 4. Van một chiều; 5. Van phân phối; 6. Mô tơ thủy lực; 7. Bơm ly tâm

Trên Hình 2 có thể thấy, khi động cơ diezel (1) làm việc truyền lực vào bơm thủy lực (3) qua bộ khớp nối (2). Bơm thủy lực (3) đưa dầu vào van phân phối (5). Van phân phối (5) được điều khiển đóng mở bằng hệ thống điện điều khiển độc lập. Khi van phân phối (5) mở sẽ cung cấp dầu vào động cơ thủy lực (6). Động cơ thủy lực (6) quay làm quay bơm ly tâm (7) cung cấp nước ra các hệ thống đầu phun.

2.2. Tính toán, thiết kế máy bơm ly tâm cột áp cao

Đối với các máy bơm sử dụng vào các mục đích cấp, thoát nước, vị trí và cao trình bể xả - bể hút, nhu cầu cấp thoát nước được xác định cụ thể. Khi đó, tính toán thông số đầu vào như cột áp, lưu lượng của bơm đơn giản. Tuy nhiên, với hệ thống máy bơm cột áp cao lắp trên xe chuyên dụng CAT773E, để xác định được các thông số đầu vào làm cơ sở tính toán, thiết kế máy bơm cần dựa vào các yếu tố: thể tích thùng chứa nước, thời gian cần thiết bơm hết nước từ thùng chứa, khoảng cách cần thiết (bán kính phun) từ vòi ra ngoài môi trường...

2.2.1. Xác định các thông số đầu vào của máy bơm

2.2.1.1. Xác định lưu lượng tính toán

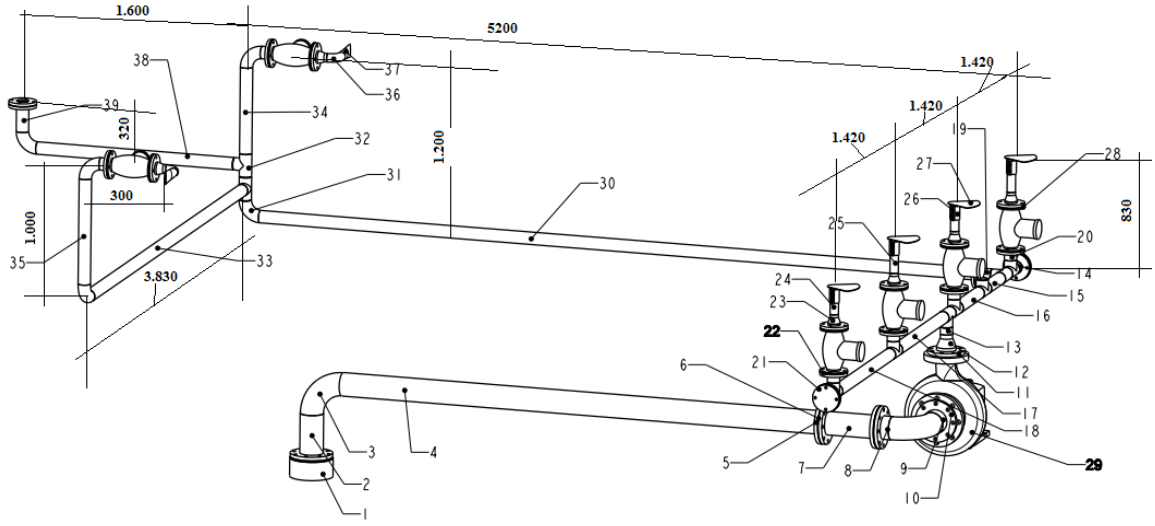
Điều kiện cho trước:

Xe cơ sở có thùng chứa nước với thể tích V = 50 m^3

Nước sẽ được bơm phun nước qua 8 vòi phun được bố trí xung quanh xe (trước, sau, trái, phải) (Hình 3), yêu cầu thời gian phun nước hết 50 m^3 trong thùng chứa trong điều kiện bơm phun liên tục từ t = (20 - 30) phút.

Bán kính phun tính từ vòi phun nằm ngang (hợp với phương thẳng đứng một góc 90^0, nếu xét theo phương ngang là 180^0) trong khoảng l = (13 - 18) m

Từ các thông số trên, chọn Q_{tt} = 140 m^3/h để làm lưu lượng tính toán của máy bơm



Hình 3. Sơ đồ bố trí bơm và hệ thống đường ống trên xe CAT773E

2.1.1.2 Xác định số vòng quay của máy bơm

Máy bơm ly tâm lắp đặt trên xe cơ sở CAT773E được dẫn động bằng động cơ thủy lực kiểu bánh răng thông qua hệ thống mạch điều khiển thủy lực.

Đối với động cơ bánh răng, tốc độ vòng quay tối đa đạt 2400 r/min. Do đó, để đảm bảo hệ thống làm việc ổn định ta chọn số vòng quay của bơm ly tâm là:

$$n_b = 0,75n_{đctl} = 0,75.2400 = 1800 \text{ r/min}$$

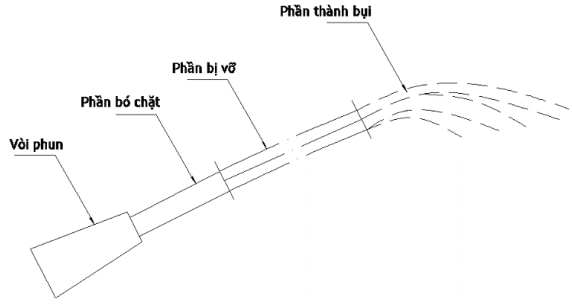
Chọn n = 1.800 r/min để tính toán thiết kế máy bơm

2.1.1.3 Xác định cột áp tính toán của bơm

Để xác định được cột áp thiết kế, cần thấy rằng, đây là bài toán dòng tia không ngập phun bắn tự do (Hình 4) [1].

Do đó, để có thể xác định được cột áp của máy bơm cần xác định được các yếu tố: Cột nước ở mặt cắt ngay tại vòi ra (Hv) và tổn thất cột nước trên hệ thống đường ồng (Hw), nghĩa là:

$$Hn = Hv + Hw \quad (1)$$



Hình 4. Cấu trúc dòng tia không ngập phun bắn tự do

Các trị số của Hv và Hw được xác định như sau:

- Xác định giá trị của Hv

Từ điều kiện đặt ra về yêu cầu độ bay xa của dòng nước được phun từ đầu vòi phun tới điểm xa nhất (độ bay xa) là l = (13-18)m. Chọn l = 17m là khoảng cách phun tính toán. Khi đó ta có, độ bay xa được xác định theo [2].

$$l = 0,415\sqrt[3]{\alpha d}.H_v^{2/3} \quad (2)$$

Trong đó: α =180^0 – góc nghiêng của dòng lập với đường nằm ngang theo phương đối diện (độ). Với trường hợp của bài toán vòi phun sẽ phun dòng nước theo phương song song với mặt đất.

d = 5,04 mm = 0,005 m – Đường kính vòi phun.

Hv – Cột nước ở mặt cắt ngay đầu ra vòi phun, m.

Từ công thức 2 xác định được: Hv = 87,4 m

- Xác định giá trị của Hw

Tổn thất hệ thống đường ống phục vụ phun nước dập bụi trên xe bao gồm tổn thất cục bộ và tổn thất dọc đường.

$$Hw = hwcb + hwd, \text{ m} \quad (3)$$

Theo thiết kế, 08 vòi phun, phun với lưu lượng nước là như nhau. Do đó, lưu lượng đi qua từng vòi là:

$$q = Q/8 = 140/8 = 17,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

Các đường ống chính trên hệ thống ống xả được chế tạo từ thép không rỉ SUS304, đường kính DN = 80mm.

Để đảm bảo các vòi phun có chế độ phun giống nhau thì vận tốc trong đường ống qua các vòi phải giống nhau, nghĩa là:

$$V = q/F = 0,0049/0,005 \approx 1,0 \text{ m/s}$$

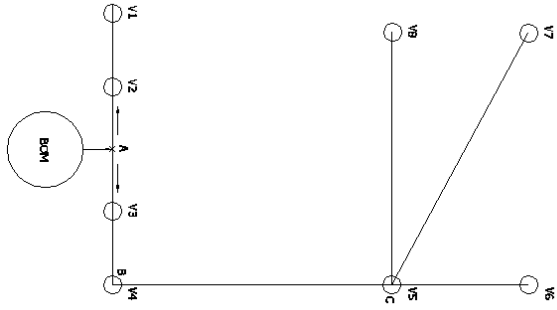
Trong đó: q = 17,5 m^3/h = 0,0049 m^3/s – lưu lượng qua từng vòi phun;

F = 0,005 m^2 - Diện tích tiết diện ống xả $d_ô$ = 80 mm

Với vận tốc v = 1,0 m/s < 1,2 m/s đảm bảo điều kiện vận tốc tối đa của vòi phun theo tiêu chuẩn: TCVN 4513 – 1988 nhằm đảm bảo tổn hao áp lực nhỏ nhất.

Do hệ thống đường ống không đối xứng, chính vì vậy, cần lập sơ đồ tuyến ống để tính toán tổn thất trên từng nhánh, trên cơ sở đó tính toán tổng tổn thất cho cả hệ thống.

Sơ đồ bố trí tuyến ống được trình bày trên Hình 5



Hình 5. Sơ đồ bố trí tuyến ống trên xe

Nước được bơm tới nút A sẽ chia nhánh ra các vòi phun V1, V2, V3, V4. Tại nút C lưu lượng được tiếp tục chia nhỏ đến các vòi phun (V5 ÷ V8). Tuy nhiên, với đoạn ống ngắn nên để đơn giản, chỉ tính toán tổn thất dọc đường cho các đoạn ống chính phía trái A - V2 và phía nhánh phải ABC các đoạn ống nhánh đi vào các van có thể bỏ qua.

- Xác định tổn thất dọc đường

H_{wd}: tổn thất dọc đường, được tính theo công thức Hazen-Williams:

$$h_{wd} = \frac{10{,}68xL}{D^{4,87}}\left(\frac{Q}{C_{HW}}\right)^{1,85}, \text{ m} \quad (3)$$

Trong đó:

L- chiều dài đoạn ống, m.

D = 80 mm = 0,08 m – đường kính ống

C_{HW}- Hệ số phụ thuộc vào tình trạng của ống, trị số C_{HW} dao động từ 90 ÷ 140, tùy thuộc vào vật liệu và thời gian sử dụng ống. Chọn C_{HW} = 120 đối với đường ống SUS304 mới.

+ Tổn thất trên đoạn A - V2:

Đoạn AV2 có lưu lượng là: Q_{AV2} = 2q = 35 m^3/s = 0,0098 m^3/h

Chiều dài đoạn ống AV2: L_{AV2} = 1,42 m.

Thay các giá trị tương ứng vào công thức (3) có: h_{wdAV2} = 0,1 m.

+ Tổn thất trên đoạn ABC:

Đoạn ABC có lưu lượng là: Q_{ABC} = 6q = 105 m^3/s = 0,029 m^3/h

Chiều dài đoạn ống ABC: L_{AV2} = 1,42 + 5,2 = 6,62 m

Thay các giá trị tương ứng vào biểu thức (3) ta có: h_{wdABC} = 3,2 m.

Như vậy, tổng tổn thất dọc đường trên đường ống đẩy: h_{wd} = 3,3 m.

Tuy nhiên, để đảm bảo an toàn chọn h_{wd} = 3,3.1,1 ≈ 3,6 m.

- Xác định tổn thất cục bộ trên đường ống đẩy

Tổn thất cục bộ được xác định theo công thức:

$$h_{wcb} = \xi\rho\frac{v^2}{2g}, \text{ m} \quad (4)$$

Trong đó: ρ = 1.000 kg/m^3 – Khối lượng riêng của nước;

v = 1,0 m/s - vận tốc nước trong ống khi qua các van;

g = 9,81 m/s^2 – Gia tốc trọng trường.

Ξ- hệ số tổn thất cục bộ:

$\xi = \xi_v + 5\xi_{c3} + 8*\xi r + 8.\xi_{vc} + 7.\ \xi_{90}$

= 0,5 + 5.1,5 + 8.1+8.6,4+7.0,75 = 72,45

Theo sơ đồ thiết kế gồm: 1 cửa vào, 05 chạc 3 (chữ T), 08 cửa ra đến 08 ống nhánh, 8 van cầu mở hoàn toàn và 7 cút cong 90^0.

Thay các giá trị tương ứng vào biểu thức (4) ta có: h_{wc} = 0,37 m.

Như vậy, tổng tổn thất của đường ống là: H_w = h_{wdc} + h_{wcbc} = 3,6 + 0,37 = 3,97 m

Vậy, cột nước tính toán của bơm là: H_b = H_v + H_w = 87,4 + 3,97 = 91,37 m

Để đảm bảo an toàn cho hệ thống chọn: H_b = 95 m để tính toán.

Như vậy, máy bơm ly tâm cột áp cao ký hiệu: **LT140-95.**

2.2. Xác định các thông số bánh công tác của bơm

Tính toán các thông số cơ bản của máy bơm ly tâm với các thông số kỹ thuật đã cho được thực hiện theo trình tự sau:

Công suất thủy lực của bơm

$N_{tl} 9{,}81 Q_{tt} H_{tk}$ = 9,81.0,039.95= 36,34 (5)

b. Công suất trên trục của máy bơm

$N_{tr} = N_{tl}/\eta_b$ = 36,34/0,75 = 51,9 kW (6)

c. Công suất động cơ thủy lực cần thiết

$N_{đc} = N_{tr}*k$ = 51,9.1,2 = 62,29 kW

Chọn động cơ thủy lực có công suất $N_{đctl}$ = 65 kW để dẫn động máy bơm ly tâm.

d. Xác định số vòng quay đặc trưng

Số vòng quay đặc trưng của máy bơm hỗn hợp chất xơ được xác định theo công thức:

$$n_s = \frac{3{,}65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (7)$$

Trong đó: n = 1800 v/ph – số vòng quay của trục máy bơm;

Qtt = 140 m^3/h = 0,039 m^3/s – Lưu lượng tính toán của bơm;

H = 95 m – Cột áp thiết kế của bơm.

Thay số vào biểu thức (7), ta có số vòng quay đặc trưng của bơm là: n_s = 42,5.

e. Xác định các thông số kết cấu bánh công tác

- Xác định đường kính quy dẫn tại cửa vào

$$D_{td} = (4 \div 4{,}5) \times 10^3 \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (8)$$

Trong đó: [Q] - m^3/s ; [n] - v/p, K= 4÷ 4.5 có thể chọn

K = 4 đối với các loại bơm có công suất lớn

K = 4.5 đối với các loại bơm có công suất nhỏ.

Thay các giá trị tương ứng vào công thức (8) ta có: D_{td} = (111,4 – 125,3) mm.

Chọn D_{td} = 120 mm

- Đường kính trục tại vị trí lắp bánh công tác của bơm (d_0)

Đường kính trục tại vị trí lắp bánh công tác được xác định theo công thức:

$$d_0 = (130 \div 160) \times \sqrt[3]{\frac{N_{\max}}{n}} \quad (9)$$

Trong đó: Nmax = 65 kW, n = 1800 v/ph.

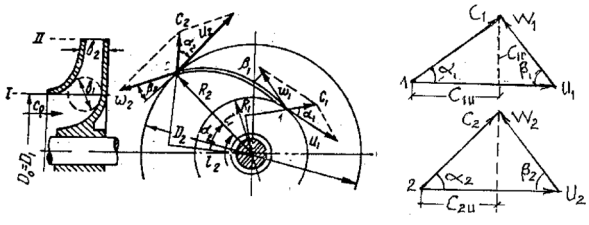
Ta có: d_0 = (42,29 – 50,88) mm.

Để đảm bảo an toàn cho bơm hoạt động lâu dài, nên chọn đường kính trục lớn. Do đó, chọn: d_0 = 45 mm

- Đường kính bầu bánh công tác máy bơm:

$$d_b = (10 \div 25) + d_0 = (55 \div 70)mm \quad (10)$$

Chọn d_b = 65 mm



Hình 6. Các kích thước cơ bản và tam giác vận tốc trong bơm ly tâm

- Đường kính ngoài của cửa vào của bánh công tác (D_0)

$$D_o = \sqrt{\frac{4Q_{lt}}{\pi V_o} + d_{mo}^2} \quad (11)$$

Thay các giá trị tương ứng vào (11) ta có: D_0 = 0,1285 m

Chọn: D_0 = 130 mm

- Trị số bán kính trung bình của mép vào cánh bánh công tác (R_1)

Phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng (n_s) xác định:

$$R_1 = (0{,}7 \div 1{,}0) \times \frac{D_0}{2} = (0{,}046 \div 0{,}065)m \quad (12)$$

Chọn R_1 = 0,065m = 65 mm

- Góc dòng chảy bao lá cánh

Dòng liên tục bao quanh các lá cánh với vận tốc tương đối của dòng chảy sau khi vào khu vực cánh sẽ có hướng trùng với tiếp tuyến của lá cánh tại cửa vào ngược chiều với vận tốc vòng (U_1) tạo thành góc (β_1):

$$\beta 1 = \beta 1{,}0 + \delta \quad (13)$$

δ = (30 – 50): Góc tới tại cửa vào.

Ta có: β1 = ($18^0 16'$ – $20^0 16'$)

Với máy bơm này chọn góc chảy bao: β1 = 20^0 phù hợp với điều kiện β1 = (10^0 – 30^0).

- Đường kính mép vào của bánh công tác

Với máy bơm ly tâm LT140-95 có n_s = 42,5. Do vậy, đường kính mép vào bánh công tác được xác định theo công thức sau:

$$D_1 = (1\text{-}1{,}05)D_0 \quad (14)$$

Chọn: D_1 = 130 mm

- Đường kính tại cửa ra bánh công tác

Đường kính D_2 được xác định theo công thức:

$$D_2 = (1{,}7 - 3)D_1 \quad (15)$$

Thay các giá trị tương ứng vào biểu thức trên ta có: D_2 = (232 - 410) mm.

Chọn: D_2 = 315 mm.

- Xác định kích thước bề rộng cửa ra bánh công tác

Bề rộng cửa ra bánh công tác được xác định theo công thức sau:

$$b_2 = K_{b2} x \sqrt[3]{\frac{Qtt}{n}} \quad (16)$$

Trong đó: K_{b2} = 1,2 – Hệ số ảnh hưởng [3]

Thay các giá trị tương ứng ta có: b_2 = 0,033 m. Chọn b_2 = 30 mm.

- Góc ra của cánh bánh công tác (β_2)

Để đạt được hiệu suất cao của bơm thiết kế mới nên chọn góc β_2 = (18-20)^0. Tuy nhiên, theo Sêpanôv chọn: β_2 = $20^0 30'$ sẽ không ảnh hưởng đến hiệu suất của bơm đối với các bơm ly tâm.

- Số lá cánh bánh công tác

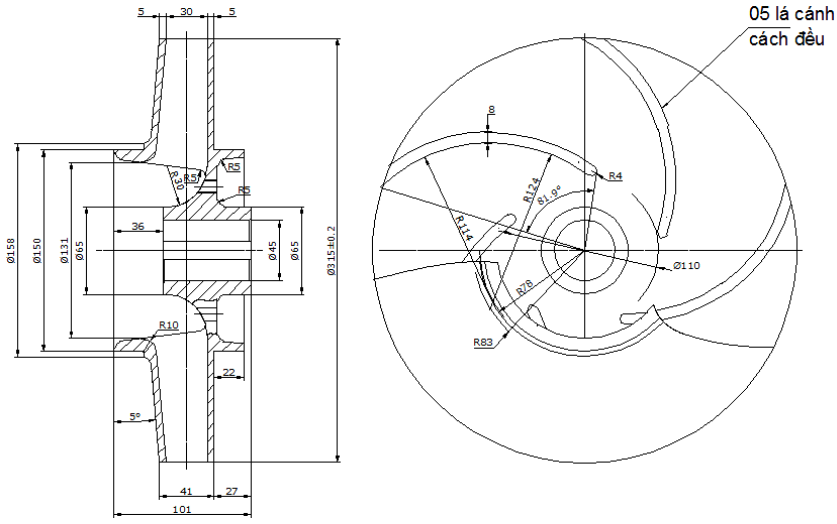
$$Z_1 \le 6{,}5 \times \frac{R_1 + R_2}{R_2 - R_1} \times \sin\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (17)$$

Thay các trị số tương ứng vào biểu thức trên ta có:

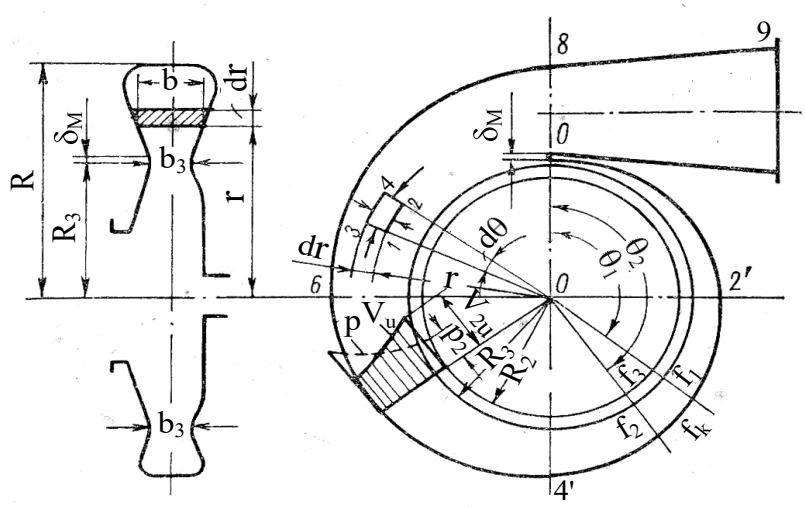
$Z_1 \leqslant$ 5,6 lá cánh.

Đối với bơm ly tâm LT140-95, ta chọn số lá cánh Z_1 = 5.

Trên cơ sở tính toán các thông số, bánh công tác của bơm LT140-95 được thiết kế như trên Hình 7.



Hình 7. Kích thước cơ bản của bánh công tác máy bơm ly tâm LT140-95



Hình 8. Sơ đồ tính toán buồng xoắn

2.2. Xác định các thông số buồng xoắn máy bơm LT140-95

Sơ đồ tính toán buồng xoắn được trình bày trên Hình 8

- Đường kính vòng đầu R3.

Khu vực ống tháo xoắn được giới hạn bởi các thành ngoài và mặt trụ kiểm tra có đường kính R3, bao gồm cả bánh xe trên một khoảng cách nào đó mà thực tế đủ làm cho mạch động của vận tốc do số cánh hữu hạn của bánh công tác gây nên được đều hơn.

Thông thường, với n_s = 42,5, ta có R_3 được tính theo công thức sau:

R_3 = (1,1 ÷ 1,15)r_2 = (1,1÷1,15)* 157,5 = (173,25 ÷ 181,125) (18)

Chọn R_3 = 181 (mm).

- Chiều rộng tiết diện vào buồng xoắn b_3:

$b_3 = b_2 + 0,05.D_2$ = 45 mm

Cũng có thể tính từ điều kiện dòng chảy trong máng xoắn không đổi từ tiết diện 1 đến tiết diện 8 theo công thức sau:

$$C_{mx} = K_{mx}\sqrt{2gH} \quad (19)$$

Ở đây: Kmx = 0,5 – hệ số tốc độ dòng chảy trong máng xoắn ứng với n_s = 42,5.

=> $C_{mx} = 0,5\sqrt{2.9,81.95} = 21,59\ (m/s)$

+ Diện tích tiết diện 8 của máng xoắn là:

$F_8 = Q_t/C_{mx}$ = 0,039/21,59,0 = 18.10^{-4} (m^2)

+ Diện tích tiết diện 1 của máng xoắn là:

$$F_1 = F_8 \frac{\varphi_1}{360} = 18.10^{-4} \frac{45}{360} = 2{,}25.10^{-4} \ (m^2)$$

+ Diện tích tiết diện 2 của máng xoắn là:

$$F_2 = F_8 \frac{\varphi_2}{360} = 18.10^{-4} \frac{90}{360} = 4{,}5.10^{-4} \ (m^2)$$

+ Diện tích tiết diện 3 của máng xoắn là:

$$F_3 = F_8 \frac{\varphi_3}{360} = 18.10^{-4} \frac{135}{360} = 6{,}75.10^{-4} \ (m^2)$$

+ Diện tích tiết diện 4 của máng xoắn là:

$$F_4 = F_8 \frac{\varphi_4}{360} = 18.10^{-4} \frac{180}{360} = 9.10^{-4} \ (m^2)$$

+ Diện tích tiết diện 5 của máng xoắn là:

$$F_5 = F_8 \frac{\varphi_5}{360} = 18.10^{-4} \frac{225}{360} = 11{,}25.10^{-4} \ (m^2)$$

+ Diện tích tiết diện 6 của máng xoắn là:

$$F_6 = F_8 \frac{\varphi_6}{360} = 18.10^{-4} \frac{270}{360} = 13{,}5.10^{-4} \ (m^2)$$

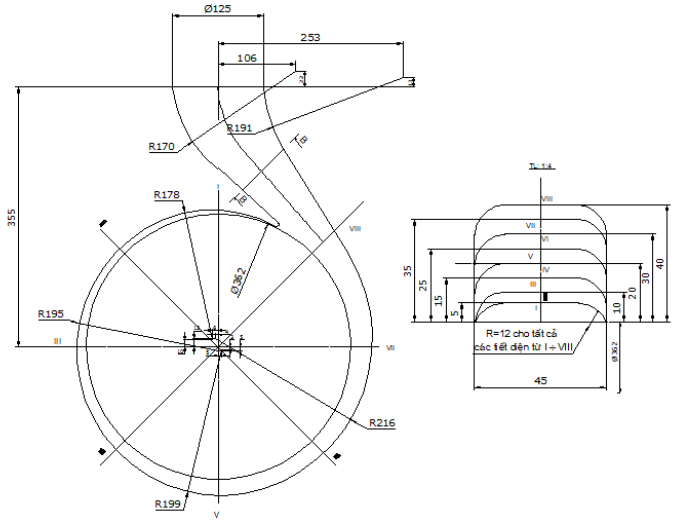
+ Diện tích tiết diện 7 của máng xoắn là:

$$F_7 = F_8 \frac{\varphi_7}{360} = 18.10^{-4} \frac{315}{360} = 15{,}75.10^{-4} \ (m^2)$$

Đối với máy bơm ly tâm LT140-95, tiết diện buồng xoắn là hình chữ nhật với chiều rộng không đổi b = 49 mm. Do đó, chiều cao các tiết diện (i = 1-8) được xác định từ công thức tính diện tích hình chữ nhật thông thường. Tương ứng với diện tích tiết diện thứ i (i = 1-8) như trên, ta có:

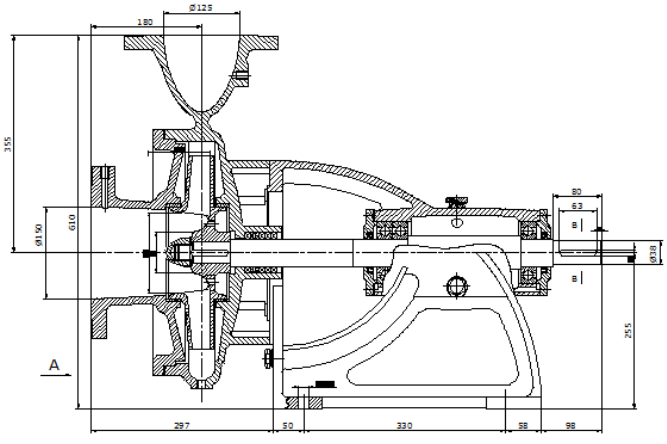
Chiều cao tiết diện 8 của máng xoắn là: $h_8 = F_8/b$ = 1.800/45 = 40 mm

Tương tự với các tiết diện còn lại với b = const, ta có: h_1 = 5,0 mm, h_2 = 10,0 mm, h_3 = 15,0 mm, h_4 = 20,0 mm, h_5 = 25 mm, h_6 = 30 mm, h_7 = 35 mm



Hình 9. Biên dạng buồng xoắn máy bơm ly tâm LT140-95

Kết cấu của bơm ly tâm LT140-95 được thể hiện trên hình 10



Hình 10. Kết cấu bơm ly tâm LT140-95

3. KẾT LUẬN

➢ Bơm ly tâm cột áp cao tới 100 m ký hiệu LT140-95 dẫn động bằng mô tơ thủy lực, được nghiên cứu thiết kế có tính đặc thù phục vụ bơm nước dập bụi tại các mỏ than tại vùng Quảng Ninh với số vòng quay của bơm n=1800 r/min, đây là số vòng quay phi tiêu chuẩn đối với các máy bơm ly tâm chạy bằng động cơ điện với số vòng quay tiêu chuẩn (n = 1450 r/min, 2900 r/min), điều này, đòi hỏi phải có một số điều chỉnh về góc đặt cánh, đường kính cánh bánh công tác để phù hợp;

➢ Đã nghiên cứu thiết kế máy bơm ly tâm cột áp cao tới 100 m điều khiển bằng động cơ thủy lực thông qua mạch thủy lực phục vụ phun nước dập bụi lắp trên xe bồn di động di chuyển liên tục trong các mỏ khai thác than trong vùng Quảng Ninh, thay thế hàng nhập ngoại;

➢ Để đánh giá các thông số kỹ thuật và sử dụng của bơm cần thực hiện thử nghiệm và đưa vào thử nghiệm công nghiệp ❐

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. Lưu Công Đào, Nguyễn Tài (dịch từ tiếng Nga), (1984), Sổ tay tính toán thủy lực, NXB Nông nghiệp.
[2] Lê Danh Liên,(2014), Bơm, quạt cánh dẫn, NXB Bách khoa Hà Nội
[3] Nguyễn Đức Sướng, (2012), Thiết kế máy thủy khí, Trường ĐH Mỏ - Địa chất
[4] Stepanoff A. J., Ph.D (2009), Centrifugal and axial flow pumps theory, design and application, Krieger publishing company (2nd Edition) Malabar, Frorida (USA)
[5] Stepanoff A.J.,(1957), Centrìfugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, INC, New York

---

RESEARCH ON DESIGN OF CENTRIFUGAL PUMP WITH HEAD UP TO 100 M MOUNTED ON CAD773E CHASSIS, USING HYDRAULIC MOTOR, SERVING WATER SPRAYING TO SUPPRESS DUST IN QUANG NINH COAL AREA

Tuan Minh Nguyen[1,*], Tuan Quoc Nguyen[2]

[1]Hanoi University of Mining and Geology, 18 Pho Vien, Ha Noi, Vietnam
[2]East Asian University, Trinh Van Bo Road, Hanoi, Vietnam

ARTICLE INFOR
TYPE: Research Article
Received: 25/01/2025
Revised: 28/02/2025
Accepted: 08/3/2025
[1,*] Corresponding author:
Email: nguyentuan.ctb.hn@gmail.com

ABSTRACT

The characteristics of the coal mining industry in addition to the economic benefits bring, but also leave many negative consequences on the environment. In particular, the problem of dust arising in the process of mining and transporting coal from the mines is assessed to be very serious. Therefore, the coal mining industry has had many measures to limit the spread of dust, depending on the mining conditions that use different measures accordingly. In general, there are two general methods: the method of using fixed dust extinguishing equipment (for narrow spaces) and the method of using mobile dusting equipment (for large spaces)

This article presents the calculation and design of a 100m high-pressure centrifugal water pump system to be installed on chassis of CAT773E vehicle to move around the field of coal mines for spraying water and dust.

Keywords: *centrifugal pumps, hight head, dust fighter in the minning coal*

@ Vietnam Mining Science and Technology Association