



# WHITE PAPERS

---

ASK-RD-ENG-050

R&D Department

ARYA SEPEHR KAYHAN (ASK) | SHAHID SALIMI INDUSTRIAL CITY, TABRIZ, IRAN

شرکت آریا سپهر کیهان با نام اختصاری ASK، طراح و تولیدکننده پمپ های گریز از مرکز و روتاری و ارائه دهنده راهکارهای بهینه سازی سیستم های فرایندی و پمپاژ می باشد.

---

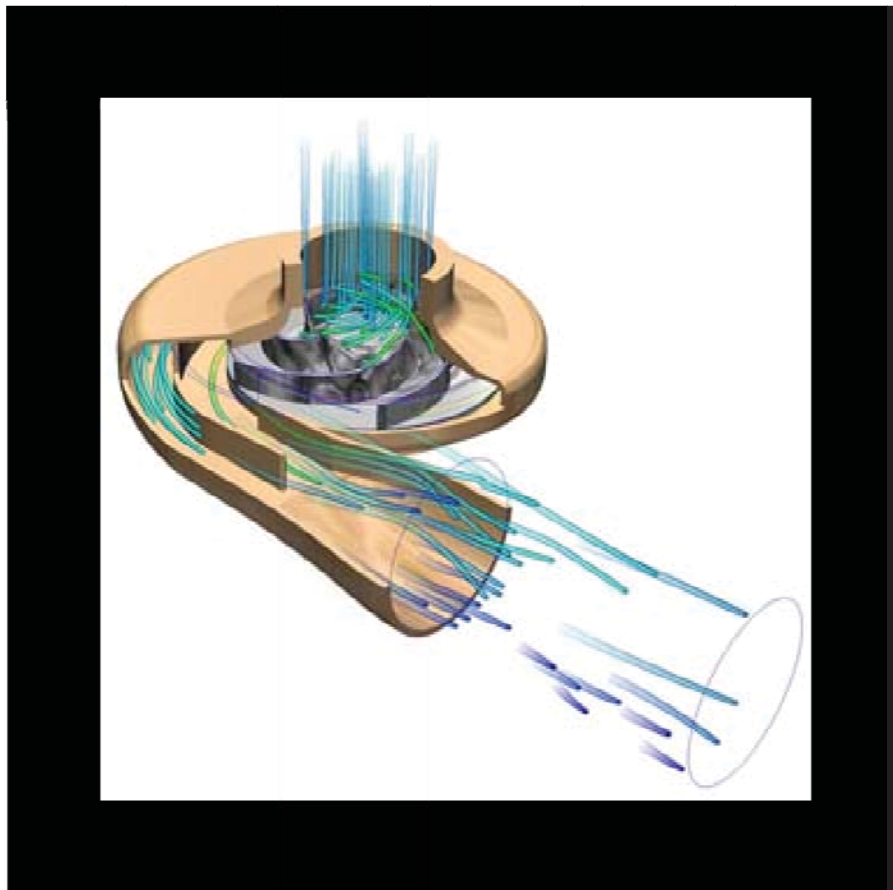
## توجه!

مقالات تخصصی با عنوان White Papers جهت افزایش دانش عمومی پمپ ها در بخش تحقیق و توسعه این شرکت نگارش شده است. استفاده از این مقالات رایگان می باشد و لازم است جهت استفاده از محتویات آن به موارد ذیل توجه فرمایید:

- 1- انتشار مجدد مطالب مقالات (به شکل اولیه و بدون تغییر در ساختار محتوایی و ظاهری) با ذکر منبع، بلامانع است.
- 2- استفاده تجاری از محتویات مقالات در نشریات مجاز نمی باشد.

تحليل عددی و تجربی تداخل فرکانس گذر پره و فرکانس طبیعی محفظه پمپ سانتریفیوژ

OH2-25-200L



**Numerical and Experimental analysis of Blade pass frequency interaction with  
Volute natural frequencies in a centrifugal pump OH2-25-200L**

## ❖ چکیده

صدای ناشی از هر گونه فعالیت صنعتی باید از استانداردهای بین المللی تبعیت کند. صدای تولید شده در پمپ‌های سانتریفیوژ طبق استاندارد (1) IPS-M-PM-105 دارای محدودیت ۸۵ دسی‌بل برای پمپ و ۹۰ دسی‌بل برای پمپ و موتور آن است (لازم به ذکر است که در این بررسی سطح فشار صوتی صدا مورد بررسی قرار می‌گیرد و همچنین این محدوده‌ها برای شرایط بدون انعکاس و بدون صدای پس‌زمینه است). لذا پیش‌بینی میزان صدای تولیدشده توسط پمپ و همچنین جلوگیری از ایجاد صدای زیاد از ملزومات طراحی یک پمپ استاندارد به شمار می‌رود. یکی از منابع تولید صدا در پمپ تداخل فرکانسی بین فرکانس‌های طبیعی محفظه و فرکانس گذر پره است که در اثر این تداخل تشدید اتفاق می‌افتد که سبب ایجاد صدای بسیار زیاد در پمپ و لرزش‌های ناخواسته می‌شود. در این پروژه ابتدا ما به آنالیز مودال محفظه پمپ و تعیین محدوده فرکانس طبیعی و شکل موده‌های آن می‌پردازیم. سپس توسط روش‌های تجربی فرکانس غالب در این محدوده را مشخص می‌کنیم. در پایان، این فرکانس را با فرکانس گذر پره مقایسه و روش‌های جلوگیری از تشدید فرکانسی بررسی می‌گردد.

## ❖ مقدمه

تمامی پمپ‌های سانتریفیوژ دارای محفظه‌ای<sup>۱</sup> هستند که سیال پمپ شده به وسیله پروانه<sup>۲</sup> را دریافت و نرخ جریان سیال را کاهش می‌دهند. این محفظه حلزونی شکل است و با نزدیک شدن به قسمت تخلیه مساحت آن زیاد می‌شود. این محفظه انرژی جنبشی را به وسیله کاهش سرعت و افزایش فشار، به فشار تبدیل می‌کند. فرکانس طبیعی خصوصیتی فیزیکی از هر سازه است، با صرف نظر از نیرویی که به سازه اعمال می‌شود. فرکانس طبیعی از جهات بسیاری مهم به شمار می‌رود که یکی از آن‌ها در جلوگیری از پدیده تشدید است که با منطبق شدن فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی اتفاق می‌افتد. تشدید آکوستیکی یک سیستم، تمایل سیستم به جذب انرژی بیشتر در زمانی است که نیرویی در فرکانسی که با یکی از فرکانس‌های طبیعی سیستم منطبق شده است به آن اعمال می‌شود. هر محفظه دارای فرکانس طبیعی مخصوص به خود است که این فرکانس بسته به ساختار و شکل محفظه از محفظه‌ای به محفظه دیگر متفاوت خواهد بود. روش‌های متفاوتی برای پیدا کردن این فرکانس‌های طبیعی وجود دارد که می‌توان از روش‌های تحلیلی، عددی و تست‌های فیزیکی در این قسمت نام برد. روش اول به ندرت استفاده می‌شود. این روش نیازمند مدل‌سازی‌های ریاضیاتی پیشرفته سیستم و نیز فرآیندهای پیشرفته ریاضیاتی برای حل این معادلات می‌باشد. روش دوم بر مبنای استفاده از

---

<sup>1</sup> IRANIAN PETROLEUM STANDARD

<sup>2</sup> Volute

<sup>3</sup> Impeller

کامپیوتر و به خصوص نرم‌افزار محاسباتی انسیس<sup>۴</sup> است. ابتدا به کمک نرم‌افزار، سازه را به المان‌های بسیار کوچک تقسیم می‌کنیم که به این عمل مش‌بندی می‌گویند. سپس به نرم‌افزار داده‌های مورد نیاز سازه از قبیل توزیع جرم، شرایط مرزی، نیروها و غیره داده می‌شود و نرم‌افزار با حل معادلات فیزیکی برای المان‌های کوچک سازه و سپس ترکیب جواب این معادلات، به جواب نهایی می‌رسد. روش سوم نیز در مواردی که نیاز به اعتبارسنجی و دقت بالا باشد مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این روش نیرویی تحریک‌کننده به سیستم اعمال و ارتعاشات سیستم اندازه‌گیری می‌شود. سپس نتایج بدست آمده با نیروی اعمال شده مقایسه و فرکانس طبیعی سیستم محاسبه می‌شود. به طور طبیعی بحرانی‌ترین فرکانس یک پمپ سانتریفیوژ، فرکانس گذر پره<sup>۵</sup> آن است که به صورت تعداد پره‌ها در سرعت چرخش پروانه در ثانیه تعریف می‌شود:

$$f_{BP} = \frac{nN}{60} \quad (1)$$

که در آن  $n$  تعداد پره‌ها و  $N$  تعداد دور الکتروموتور (تعداد چرخش پروانه در دقیقه) می‌باشد.

## ۱. محاسبات عددی

ما در این قسمت به آنالیز مودال محفظه یک پمپ سانتریفیوژ می‌پردازیم. آنالیز مودال به ما کمک می‌کند که فرکانس‌ها و شکل مودهای محفظه مورد نظرممان را بیابیم. آنالیز مودال، پاسخ دینامیکی محفظه را که به وسیله فرکانس‌های تشدید (فرکانس‌های طبیعی)، شکل مودها و میرایی مشخص می‌شود به ما گزارش می‌دهد. مودها، ارتعاشات محفظه را در فرکانسی مخصوص به ما نشان می‌دهند. هر مود با فرکانسی به خصوص مشخص می‌گردد. هر مود به وسیله یک شکل خاص که شکل مود نام دارد مشخص می‌شود. در ابتدای این پروژه با مثالی ساده به شرح چگونگی آنالیز مودال توسط نرم‌افزار انسیس می‌پردازیم. به دلیل انگلیسی بودن فضای نرم‌افزاری، این مثال به زبان انگلیسی مطرح می‌شود:

مثال : آنالیز مودال

### Modal Analysis

The following example illustrates performing a modal analysis in Simulation.

1. Open the model in Simulation and set up a modal analysis.

<sup>4</sup> ANSYS

<sup>5</sup> Blade pass frequency

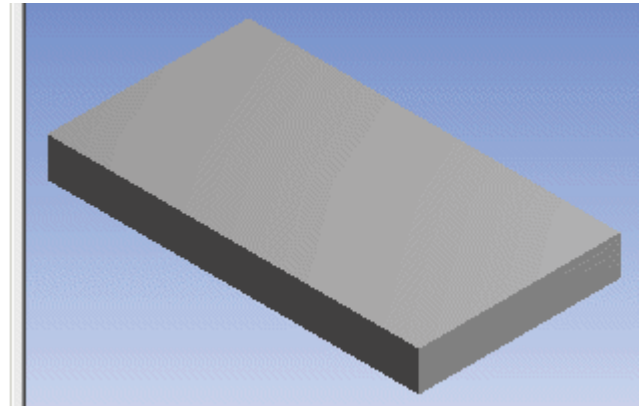
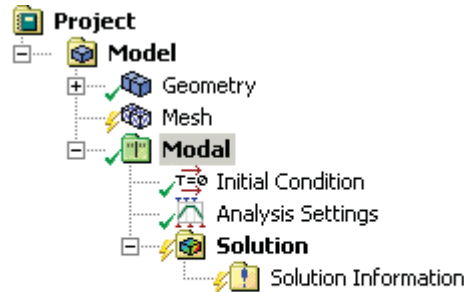
- Open the file `Beam.dsdB` from one of the following locations:

- Windows platform:

... \Program Files\ANSYS Inc\v110\AISOL\Samples\Simulation

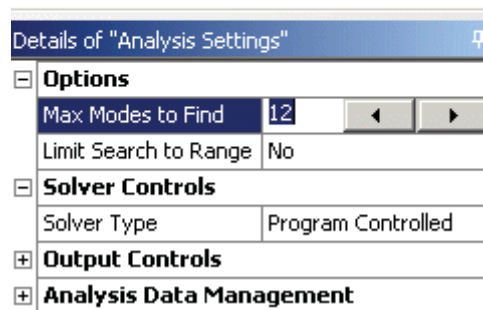
- Unix platform: .../ansys\_inc/v110/aisol/Samples/Simulation

- Choose **New Analysis> Modal** from the toolbar.



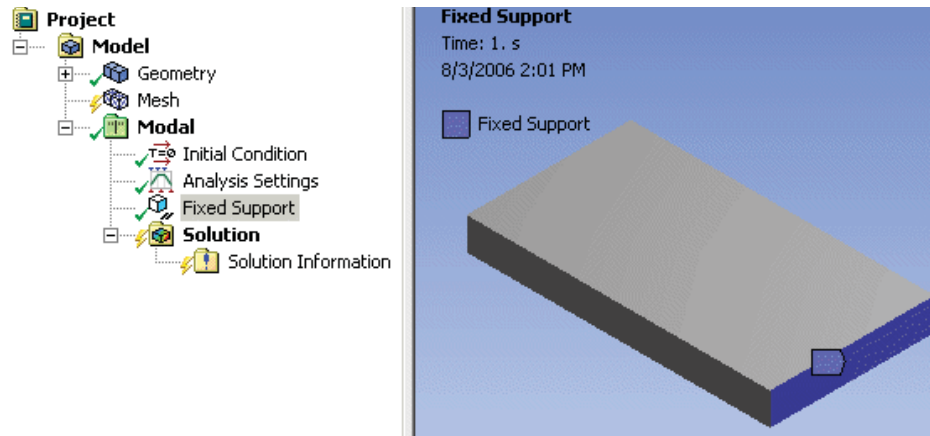
2. Specify 12 modes to extract.

- **Analysis Settings** Details View: Set **Max Modes to Find** = 12.



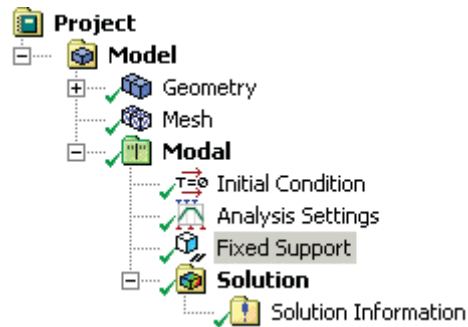
3. Apply a fixed support to one end of the beam.

- Select the end face, then choose **Supports> Fixed Support** from the toolbar.



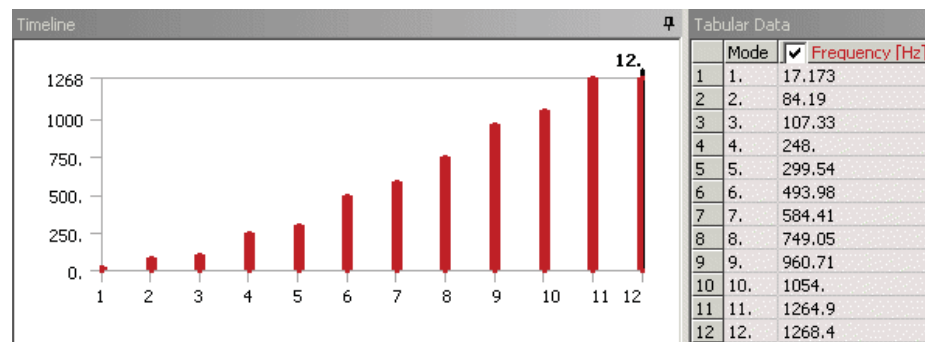
4. Solve the analysis without results.

- Choose **Solve** from the toolbar.

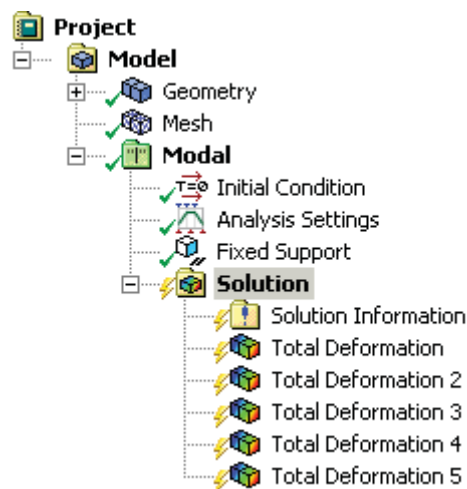
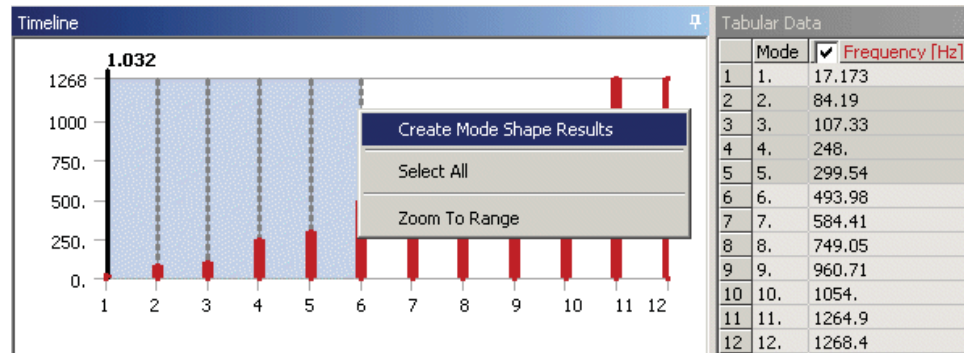


5. View a bar chart of frequencies.

- Highlight **Solution** object folder. Bar chart is displayed in **Timeline** window.

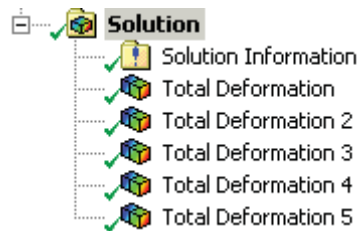
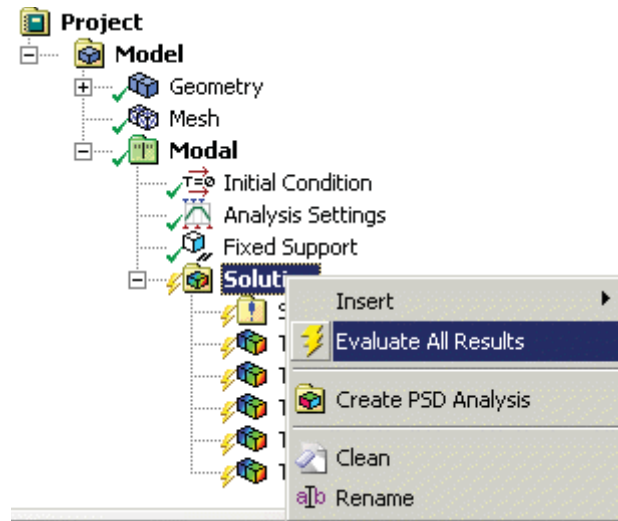


6. Create modal shape results for all frequencies or a subset of the frequencies.
  - Drag the mouse to highlight frequencies of interest in the **Timeline** window or multi-select the frequencies in the **Tabular Data** window, then click the right mouse button and choose **Create Mode Shape Results**.



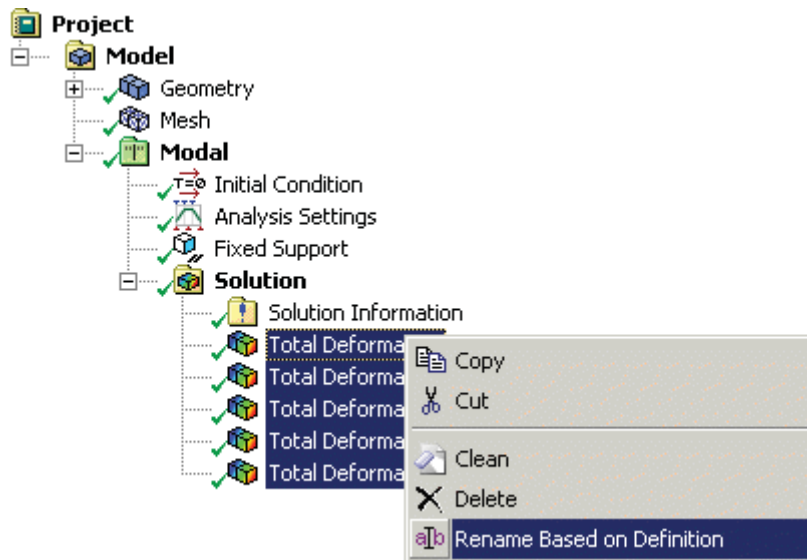
7. Evaluate results at each selected frequency.
  - Highlight the **Solution** object folder, then click the right mouse button and choose **Evaluate All Results**.

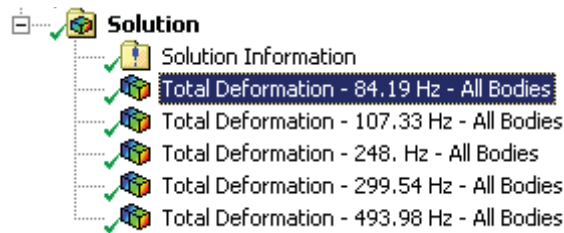




8. Rename each result object to display associated frequency.

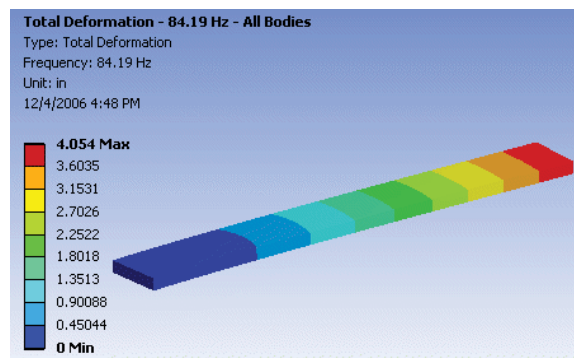
- Highlight all result objects, then click the right mouse button and choose **Rename Based on Definition**.



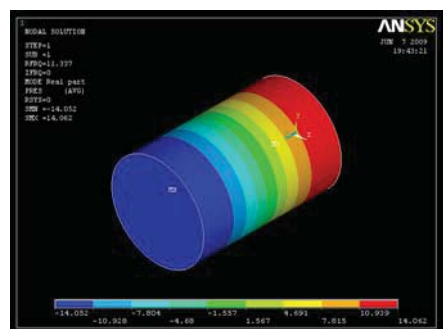


## 9. View result contours.

- Highlight any result object. The associated result contour is displayed in the **Geometry window**.



در ادامه این پروژه برای اعتبارسنجی و مشخص شدن دامنه فرکانس‌های طبیعی، از یک استوانه (ساده‌ترین شکل ممکن) به عنوان مدل نمونه استفاده کردیم و از طریق دو نرم افزار محاسباتی انسیس و متلب<sup>۶</sup> آنالیز مودال استوانه را مورد ارزیابی قرار دادیم. نتایج به دست آمده از این دو نرم افزار و شکل مودهای آن‌ها را در زیر مشاهده می‌کنید. فرضیات استوانه مورد نظر، طول ۱۵ متر، شعاع ۵ متر و سرعت صوت ۳۴۰ متر بر ثانیه است.

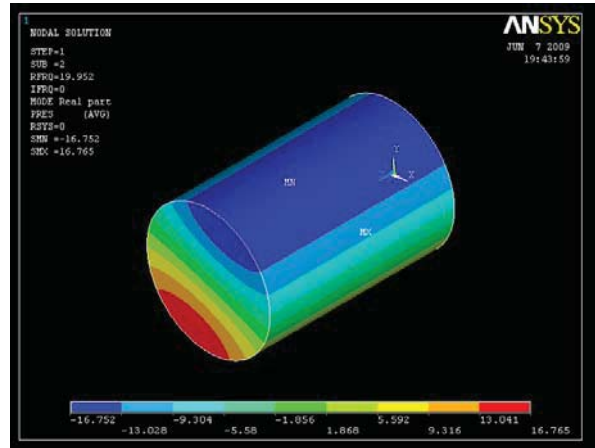


شکل ۱- اولین مود طولی استوانه با فرکانس ۱۱.۳۳ هرتز

<sup>6</sup> MATLAB

که این فرکانس طبق کد بدست آمده در نرم افزار متلب، ۱۱.۳۴ هرتز می باشد.

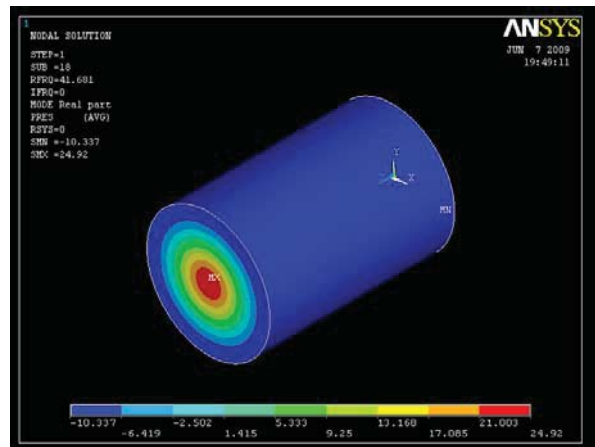
مود اول مماسی این استوانه به شکل زیر می باشد:



شکل ۲- اولین مود مماسی استوانه با فرکانس ۱۹.۹۵ هرتز

که این فرکانس طبق کد بدست آمده در نرم افزار، ۱۹.۹۲ هرتز می باشد.

مود اول شعاعی این استوانه به شکل زیر می باشد:



شکل ۳- اولین مود شعاعی استوانه با فرکانس ۴۱.۶۸ هرتز

که این فرکانس طبق کد بدست آمده در نرم افزار، ۴۱.۴۸ هرتز می باشد.

در جدول زیر مقادیر ۳۰ مود اولیه این استوانه را در هر دو نرم افزار مشاهده می کنیم.

جدول ۱- مقادیر مختلف ۳۰ مود اولیه استوانه

شماره مود	فرکانس محاسبه شده در ANSYS (هرتز)	فرکانس محاسبه شده در MATLAB (هرتز)	اختلاف (%)
۱	۱۱.۳۳	۱۱.۳۳	۰
۲	۱۹.۹۵	۱۹.۹۲	٪ ۰.۱۵
۳	۱۹.۹۵	۱۹.۹۲	٪ ۰.۱۵
۴	۲۲.۶۹	۲۲.۶۶	٪ ۰.۱۳
۵	۲۲.۹۶	۲۲.۹۲	٪ ۰.۱۷
۶	۲۲.۹۶	۲۲.۹۲	٪ ۰.۱۷
۷	۳۰.۲۵	۳۰.۱۷	٪ ۰.۲۶
۸	۳۰.۲۵	۳۰.۱۷	٪ ۰.۲۶
۹	۳۳.۱۴	۳۳.۰۴	٪ ۰.۳۰
۱۰	۳۳.۱۵	۳۳.۰۴	٪ ۰.۳۰
۱۱	۳۴.۱۰	۳۴.۰۰	٪ ۰.۲۹
۱۲	۳۵.۰۵	۳۴.۹۳	٪ ۰.۳۴
۱۳	۳۵.۰۵	۳۴.۹۳	٪ ۰.۳۴
۱۴	۳۹.۵۷	۳۹.۴۰	٪ ۰.۴۷
۱۵	۳۹.۵۷	۳۹.۴۰	٪ ۰.۴۷
۱۶	۴۰.۲۴	۴۰.۰۷	٪ ۰.۴۲
۱۷	۴۰.۲۵	۴۰.۰۷	٪ ۰.۴۲
۱۸	۴۱.۶۸	۴۱.۴۸	٪ ۰.۴۷
۱۹	۴۳.۲۲	۴۳.۰۰	٪ ۰.۵۰
۲۰	۴۵.۵۸	۴۵.۳۳	٪ ۰.۵۴
۲۱	۴۵.۷۰	۴۵.۴۵	٪ ۰.۵۴
۲۲	۴۵.۷۱	۴۶.۸۴	٪ ۲.۴
۲۳	۴۷.۱۲	۴۷.۲۶	٪ ۰.۲۹
۲۴	۴۷.۱۲	۴۷.۴۱	٪ ۰.۶۱
۲۵	۴۷.۵۷	۴۷.۴۱	٪ ۰.۳۳
۲۶	۴۷.۷۰	۴۷.۴۱	٪ ۰.۶۰
۲۷	۴۷.۷۱	۴۷.۴۱	٪ ۰.۶۲
۲۸	۴۹.۸۴	۴۹.۵۱	٪ ۰.۶۶
۲۹	۴۹.۸۵	۵۰.۷۹	٪ ۱.۸۵
۳۰	۵۱.۱۳	۵۳.۶۳	٪ ۴.۶

کد نوشته شده در نرم افزار متلب برای یک استوانه:

```
function Exact_cylinder(c,nmode,Lr,Lz)
%% -----%
%| In this function the a exact eigen-wave numbers of a cylinder |
%|           are computed.           |
%%-----%
% Inputs:
nmode=30;% --> Number of the required modes
Lr = 5; %--> Radius of the cylinder
Lz =15; %--> Length of the cylinder
c =340;% --> Speed of Sound

% Outputs:
%'exact.txt' --> this file contains the squre of exact mode
%           eigen-wave numbers
%
% \ Author:
%           abbas gholinejad

nexact = 1;
klmn = zeros(150,4);
k_temp = zeros(150,1);
klmn_final = zeros(150,4);

alpha = [ 0.000 1.220 2.333 3.238 4.241
          0.586 1.697 2.717 3.726 4.731
          0.972 2.135 3.173 4.192 5.204
          1.337 2.551 3.612 4.643 5.662
          1.693 2.995 4.037 5.082 6.110];

for le = 0:5
    for me = 1:5
        for ne = 1:5
            klmn(nexact,1) = (pi^2)*((alpha(ne,me)/Lr)^2 + (le/Lz)^2);
```

## ASK R&D

```
        klmn(nexact,2) = le;
        klmn(nexact,3) = ne-1;
        klmn(nexact,4) = me-1;
        nexact = nexact + 1;
    end
end
end

k_temp = klmn(:,1);
k_temp = sort(k_temp);
for i=1:150
    ex = 0;
    for j=1:150
        if ((k_temp(i) == klmn(j,1)) & (ex == 0))
            klmn_final(i,:) = klmn(j,:);
            klmn(j,:) = -0.1;
            ex = 1;
        end
    end
end
end

fid = fopen('exact_cylinder.txt','w');
for i=1:nmode
    fprintf(fid,'L');
    fprintf(fid,'%1.0f',klmn_final(i,2));
    fprintf(fid,'T');
    fprintf(fid,'%1.0f',klmn_final(i,3));
    fprintf(fid,'R');
    fprintf(fid,'%1.0f',klmn_final(i,4));
    fprintf(fid,' ----- ');
    fprintf(fid,'%12.8f \n',sqrt(klmn_final(i,1))*c/(2*pi));
end

fclose(fid);
```

% In this Subroutine the exact eigen wave number of

## ASK R&D

```
% cylinder is computed
% R = 1.0;
% L = 1.0;
% alpha = [ 0.000 1.220 2.333 3.238 4.241
%           0.586 1.697 2.717 3.726 4.731
%           0.972 2.135 3.173 4.192 5.204
%           1.337 2.551 3.612 4.643 5.662
%           1.963 2.995 4.037 5.082 6.110];
% count = 1.0;
% wave = zeros(1,300);
% for m=1:5
%     for n=1:5
%         for q=0:5
%             kk = pi*sqrt((alpha(m,n)/R)^2 + (q/L)^2);
%             if (kk>=KA)&(kk<=KB)
%                 wave(count) = kk;
%                 count = count + 1;
%             end
%         end
%     end
% end
% wave2 = sort(wave);
% disp('Exact wave numbers are:')
% for i=1:300
%     if (wave2(i)>0)
%         disp(wave2(i));
%     end
% end
```

## - نتیجه گیری

از آنجایی که اختلاف بین اعداد بدست آمده از هر دو نرم افزار بسیار کم و نامحسوس می باشد، می توان به تحلیل های عددی بدست آمده از نرم افزار انسیس توجه داشت و محاسبات عددی محفظه را بر مبنای این نرم افزار به پیش برد.

## ۲. روش تحلیلی محاسبه فرکانس طبیعی استوانه

برای بدست آوردن مودهای آکوستیکی یک استوانه از فرمولاسیون زیر استفاده می‌کنیم:

از معادله جرم، مومنتوم و سرعت صوت داریم:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Mass:} \\ \text{Momentum:} \\ \text{Speed of sound:} \end{array} \right. \begin{array}{l} \tilde{\rho}_t + \nabla \cdot (\tilde{\rho} \mathbf{V}) = 0 \\ \tilde{\rho} (D\mathbf{V}/Dt) + \nabla \tilde{p} = 0 \\ (D\tilde{p}/Dt) - \tilde{a}^2 (D\tilde{\rho}/Dt) = 0 \end{array} \longrightarrow \tilde{\rho} \tilde{a}^2 \nabla \cdot \mathbf{V} + (D\tilde{p}/Dt) = 0 \quad (2)$$

با فرض نوسانات بسیار کوچک در حالت ۳ بعدی داریم:

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{p} = p_\infty + p \\ \tilde{\rho} = \rho_\infty + \rho \\ \tilde{a} = a_\infty + a \\ \tilde{u} = u_\infty + u \\ \tilde{v} = v_\infty + v \\ \tilde{w} = w_\infty + w \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} u_\infty = v_\infty = w_\infty = 0 \\ p, \rho, a, u, v, w \ll \end{array} \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \tilde{\rho} \tilde{a}^2 (u_x + v_y + w_z) + p_t = 0 \\ \rho_\infty u_t + p_x = 0 \\ \rho_\infty v_t + p_y = 0 \\ \rho_\infty w_t + p_z = 0 \end{array} \right. \quad (4)$$

با حذف  $u_{xt}$ ,  $v_{yt}$  و  $w_{zt}$  ترکیب نتایج داریم:

Global coordinate system	Cylindrical coordinate system
$p_{tt} = a_\infty^2 (p_{xx} + p_{yy} + p_{zz})$	$p_{tt} = a_\infty^2 (p_{rr} + p_r/r + p_{\theta\theta}/r^2 + p_{zz})$

(5)

پس داریم:

$$p(r, \theta, z, t) = R(r)\Theta(\theta)Z(z)T(t) \quad (6)$$

از روش جدایی متغیرها داریم:

$$\text{Separation of variables: } (\ddot{T}/a_\infty^2 T) = (\ddot{Z}/Z) + (\ddot{R}/R) + 1/r(\dot{R}/R) + 1/r^2(\ddot{\Theta}/\Theta) \quad (7)$$



$$\begin{cases} \ddot{T} + \lambda^2 a_\infty^2 T = 0 \\ \ddot{Z} + \varphi^2 Z = 0 \\ \ddot{\Theta} + \gamma^2 \Theta = 0 \\ r^2 \ddot{R} + r \dot{R} + (\sigma^2 r^2 - \gamma^2) R = 0 \end{cases} \quad \lambda^2 = \varphi^2 + \sigma^2 \quad (8)$$

که در آن:

$$\begin{cases} \lambda = \omega / a_\infty \\ \sigma = \alpha / R \\ \varphi = \xi / L \end{cases} \quad (9)$$

و پارامترهای موجود در فرمولاسیون به ترتیب،  $\omega$  فرکانس نوسانات،  $\alpha$  ریشه تابع بسل در شعاع  $r = R$ ،  $\xi$  مشخصه ثابت نوسانات محوری،  $a_\infty$  سرعت صوت،  $R$  شعاع سیلندر و  $L$  طول سیلندر است. پس جوابهای معادله ما به صورت زیر می‌باشد:

$$\begin{cases} \ddot{T} + \lambda^2 a_\infty^2 T = 0 \\ \ddot{Z} + \varphi^2 Z = 0 \\ \ddot{\Theta} + \gamma^2 \Theta = 0 \\ r^2 \ddot{R} + r \dot{R} + (\sigma^2 r^2 - \gamma^2) R = 0 \end{cases} \quad (10)$$

که:

$$\lambda^2 = \varphi^2 + \sigma^2 \quad (11)$$

و:

$$\begin{cases} T(t) = A_1 \exp(i\omega t) + A_2 \exp(-i\omega t) \\ Z(z) = A_3 \exp(i\xi z/L) + A_4 \exp(-i\xi z/L) \\ \Theta(\theta) = A_5 \exp(i\gamma\theta) + A_6 \exp(-i\gamma\theta) \\ R(r) = A_7 J_n(\alpha r/R) + A_8 Y_n(\alpha r/R) \end{cases} \quad (12)$$

که:

$$(\omega/a_\infty)^2 = (\alpha/R)^2 + (\xi/L)^2 \quad (13)$$

با اعمال شرایط صلب خواهیم داشت:

$$\left. \begin{cases} \partial/\partial r[R(r)]_{r=R} = 0 \\ \partial/\partial z[Z(z)]_{z=0} = 0 \\ \partial/\partial z[Z(z)]_{z=L} = 0 \end{cases} \right\} \begin{array}{l} \longrightarrow R(r)=AJ_n(\alpha r/R) \\ \longrightarrow Z(z)=B\cos(\xi z/L) \end{array} \quad (14)$$

که:

$$\begin{cases} \alpha = \pi \alpha_{mn} \\ \xi = \pi q \end{cases} \quad (15)$$

پس داریم:

$$R(r) = AJ_n(\pi \alpha_{mn} r/R) \quad (16)$$

$$Z(z) = B\cos(\pi qz/L)$$

که با فرض:

$$\begin{cases} \alpha = \pi \alpha_{mn} \\ \xi = \pi q \\ \omega = 2\pi f \end{cases} \quad (17)$$

از معادله ۶ خواهیم داشت:

$$p(r, \theta, z, t) = \sum \left[ J_n \left( \frac{\pi \alpha_{mn} r}{R} \right) \cos \left( \frac{\pi qz}{L} \right) \right] \left[ M \cos(n\theta + \omega t - \delta_1) + N \cos(n\theta - \omega t - \delta_2) \right] \quad (18)$$

و از معادله ۱۳ خواهیم داشت:

$$f_{m,n,q} = \frac{a_\infty}{2} \sqrt{\left( \frac{\alpha_{mn}}{R} \right)^2 + \left( \frac{q}{L} \right)^2} \quad (19)$$

که در معادله ۱۸ داریم:

M, N arbitrary amplitude  
 $\delta_1, \delta_2$  arbitrary phase number

و:

if  $|M|=|N| \longrightarrow \delta_1 = \delta_2$ , Standing tangential wave  
 if  $|M| \neq |N| \longrightarrow$  not simple

که برای فرمول ۱۹،  $\alpha_{mn}$  از جدول زیر محاسبه می‌شود:

جدول ۲- مقادیر مختلف  $\alpha_{mn}$

$\alpha_{mn}$  مقادیر مختلف

n \ m	0	1	2	3	4
0	0	1.22	2.333	3.238	4.241
1	0.586	1.697	2.717	3.726	4.731
2	0.972	2.135	3.173	4.192	5.204
3	1.337	2.551	3.612	4.643	5.662
4	1.693	2.995	4.037	5.082	6.11

در جدول زیر مدهای نوسانی متفاوت را با اندیس مشخص کننده آنها مشاهده می‌کنید:

جدول ۳- مدهای نوسانی استوانه

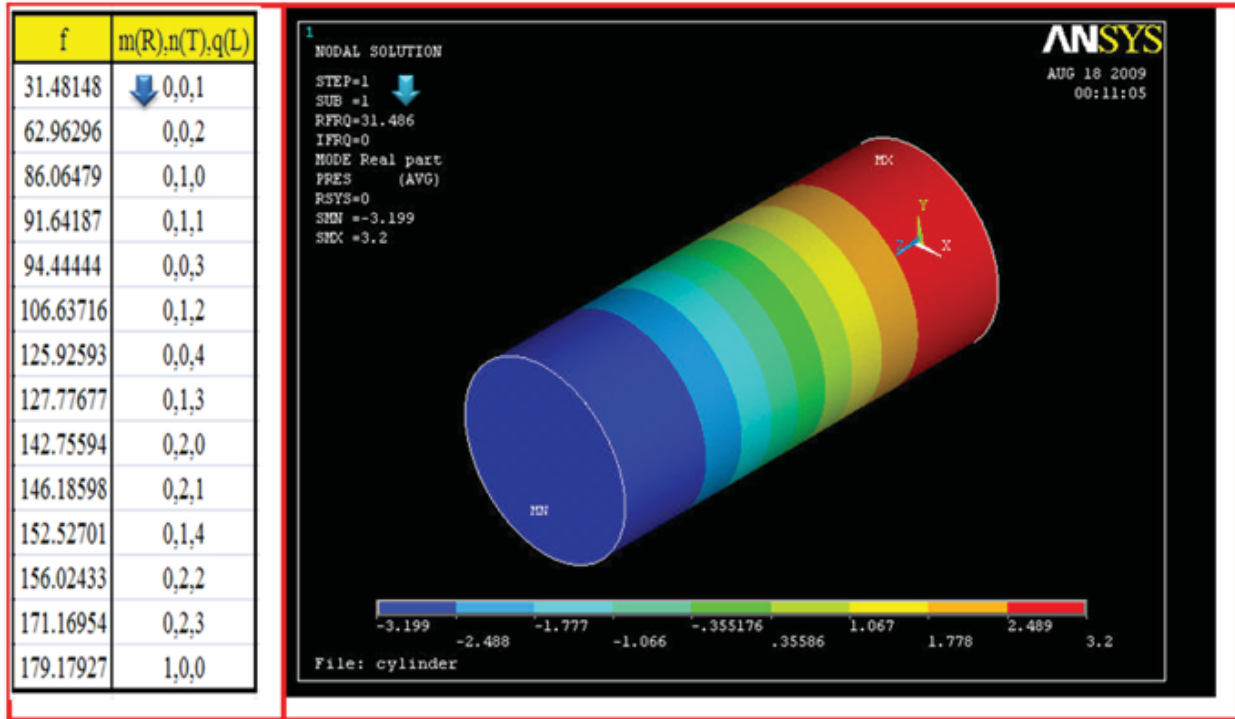
m	n	q	مود نوسانی
m	0	0	شعاعی (Radial)
0	n	0	مماسی (Tangential)
0	0	q	محوری (Axial)
m	n	q	ترکیبی (Combination)

حال استوانه دیگری را با شرایط زیر در نرم افزار انسیس محاسبه و نتایج بدست آمده را با نتایج تحلیلی مقایسه می‌کنیم:

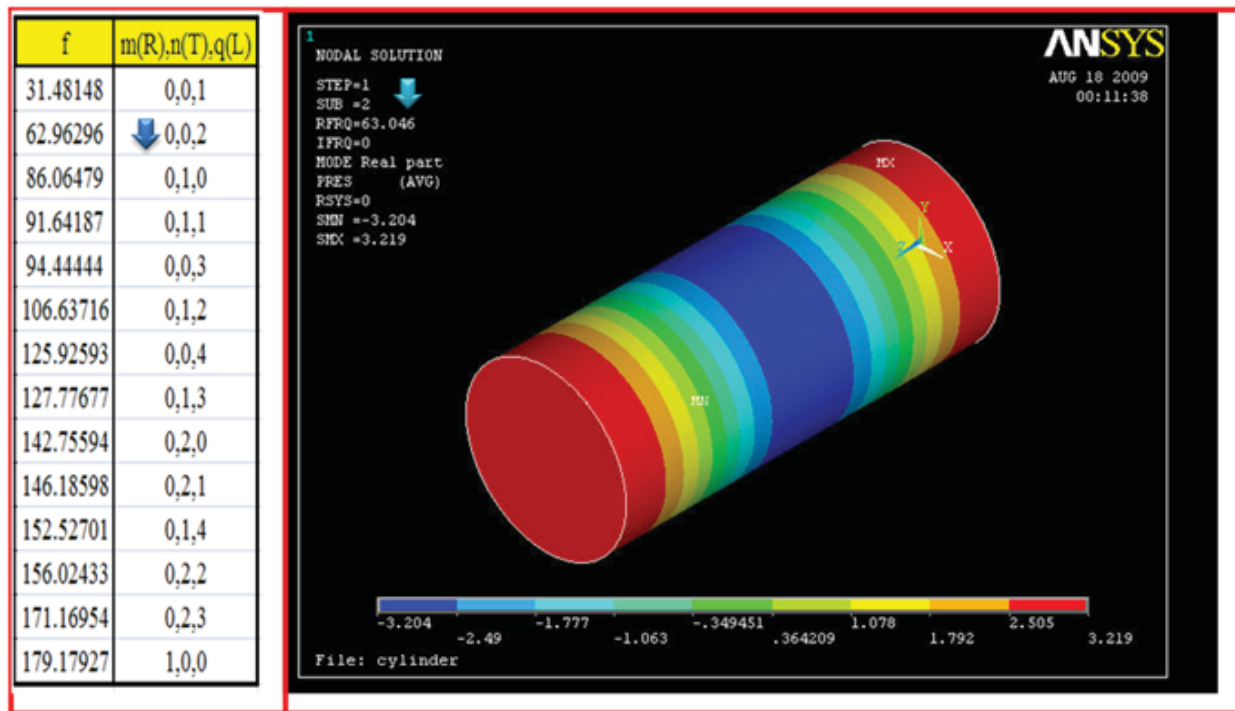
فرضیات ما:

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 300 \text{ k} \\ P = 100 \text{ Kpa} \end{array} \right. \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \rho \cong 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ c \cong 340 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{array} \right. \text{ and } R = 1157.5 \text{ mm and } L = 5400 \text{ mm}$$

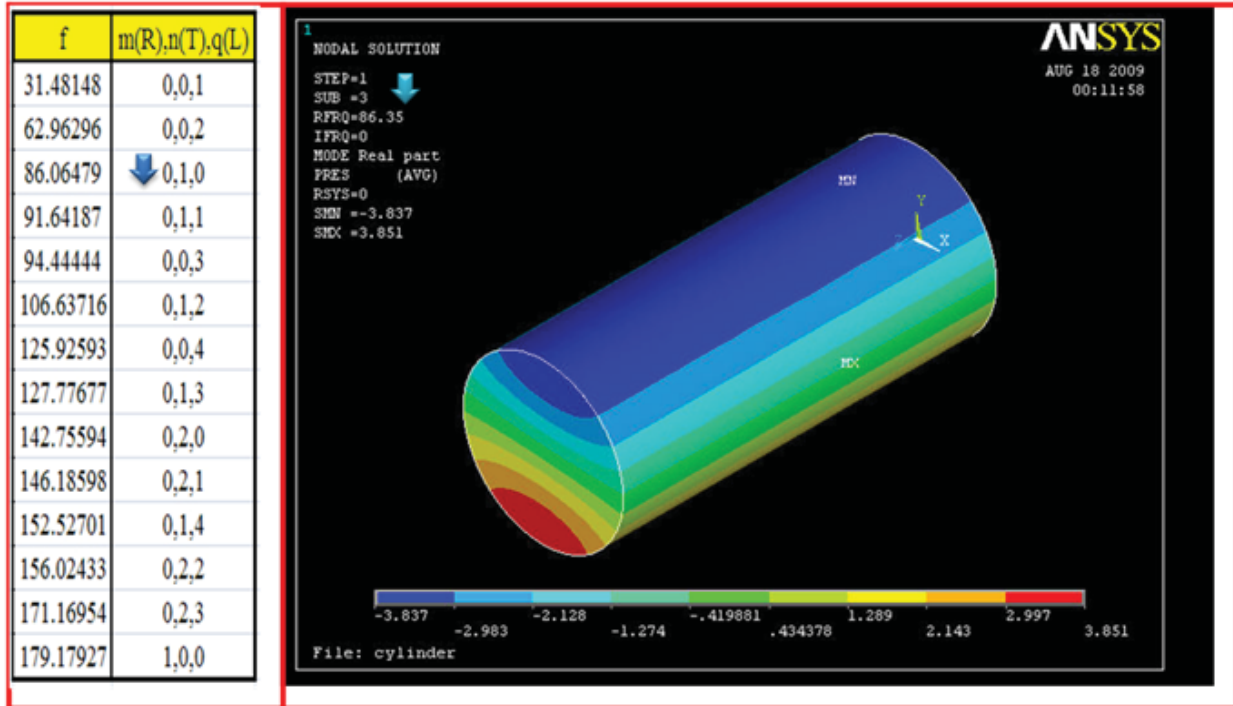
حال برای هر مود و نتیجه نرم‌افزاری آن داریم:



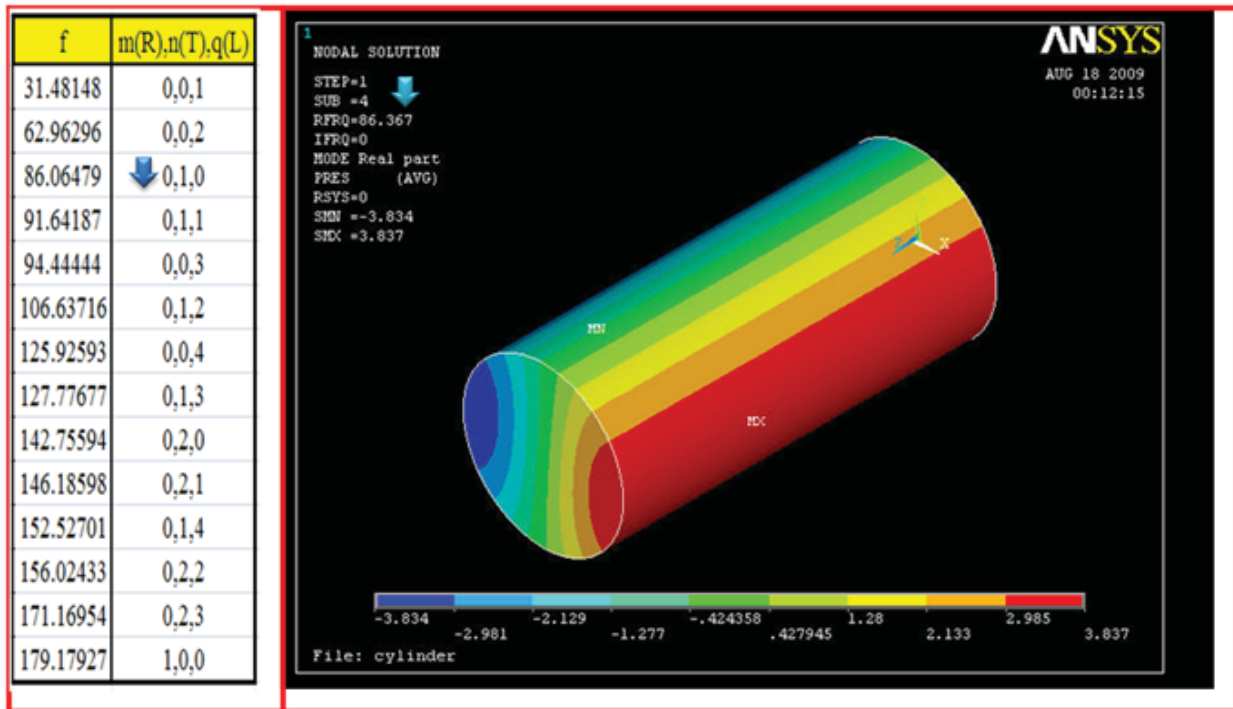
شکل ۴- مود اول طولی



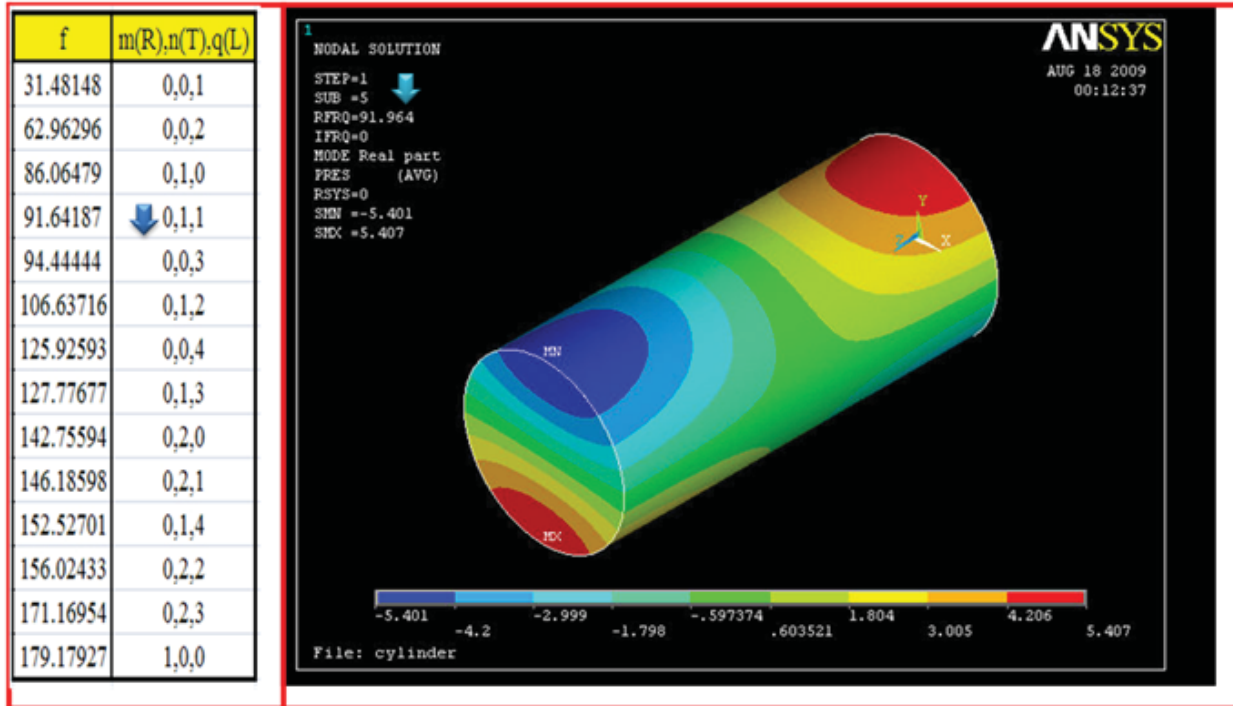
شکل ۵- مود دوم طولی



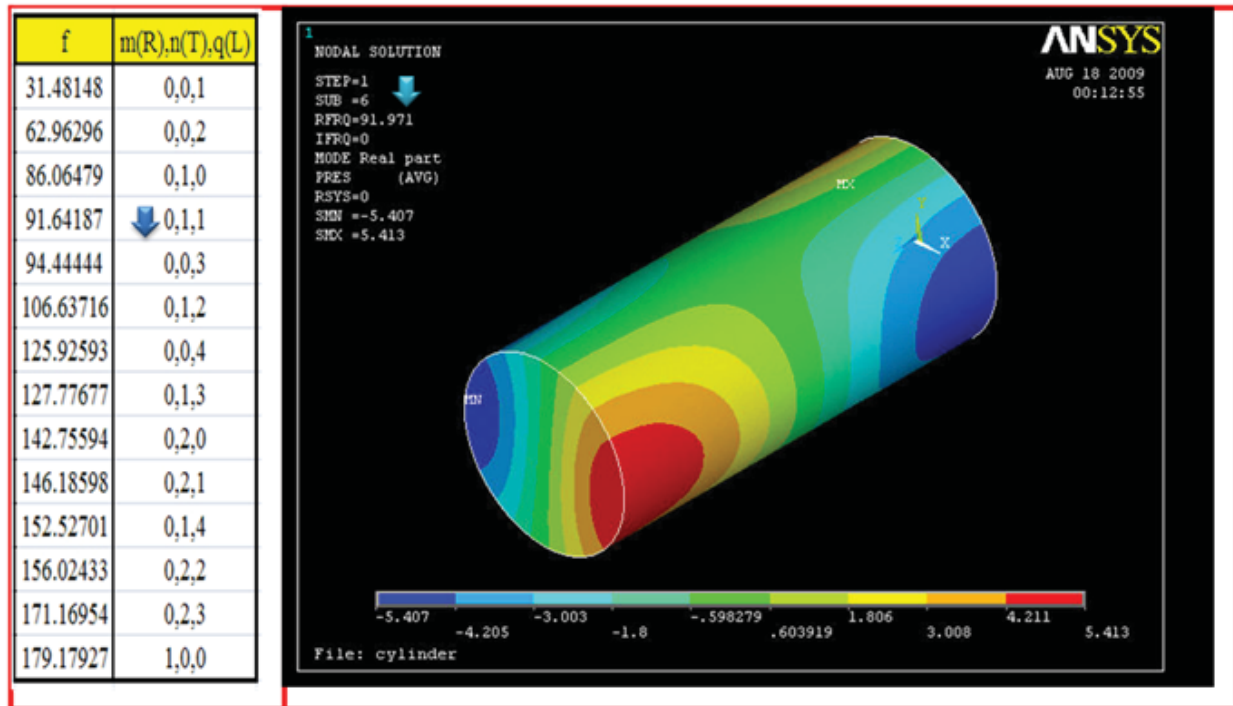
شکل ۶- مود اول مماسی



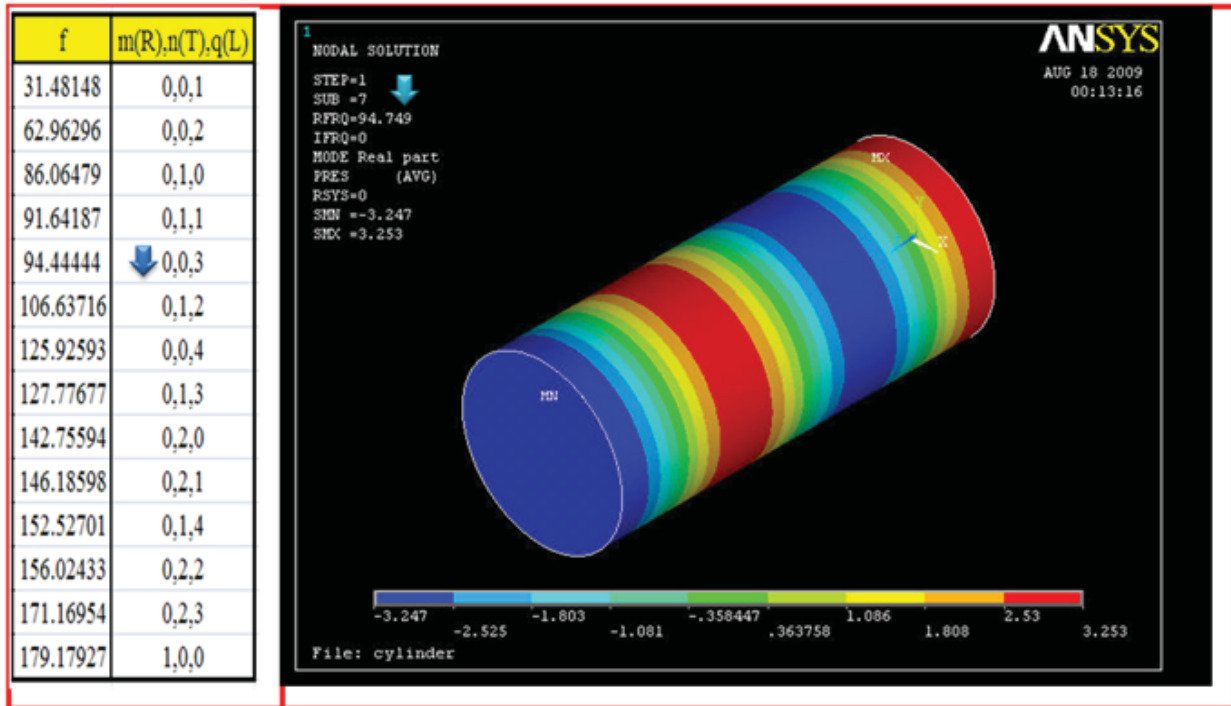
شکل ۷- مود اول مماسی



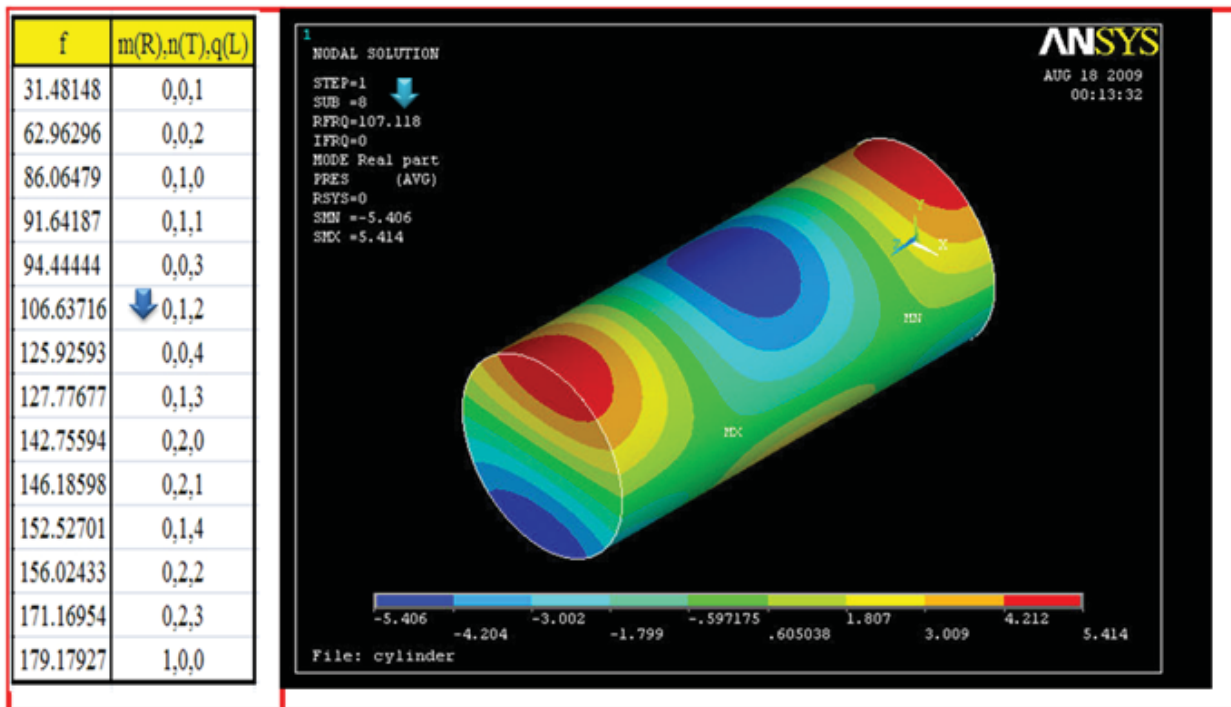
شکل ۸- مود اول طولی و اول مماسی



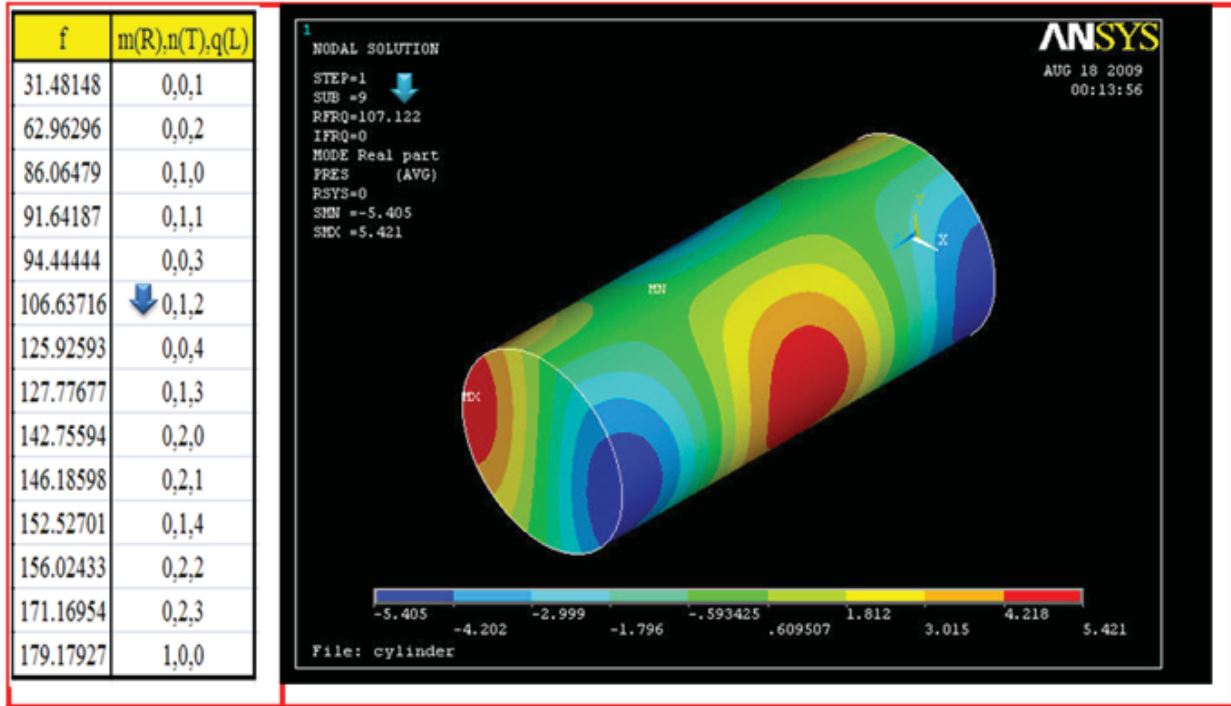
شکل ۹- مود اول طولی و اول مماسی



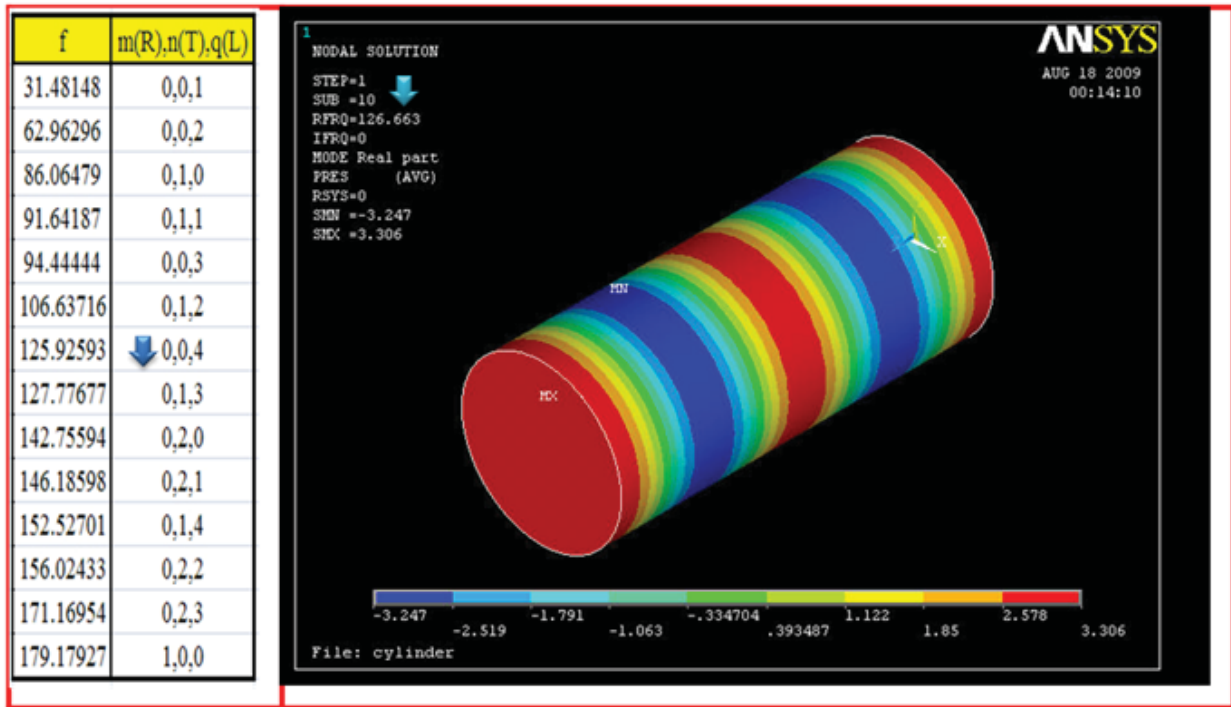
شکل ۱۰- مود سوم طولی



شکل ۱۱- مود دوم طولی و اول مماسی

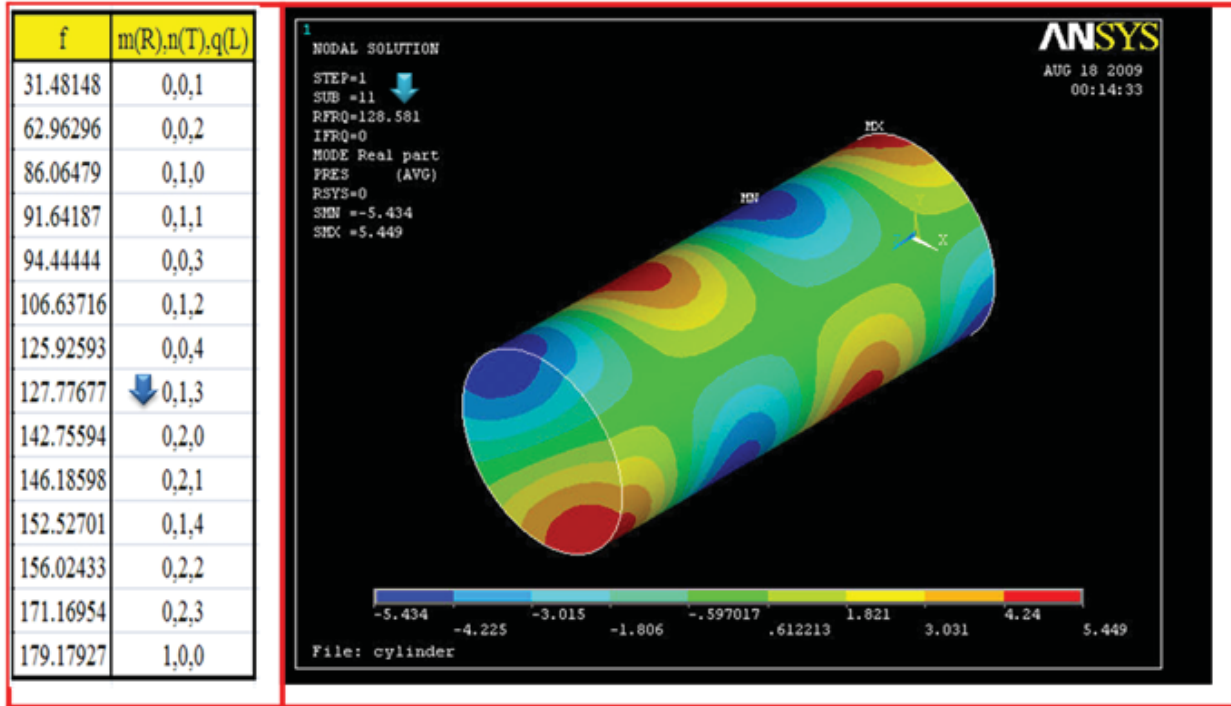


شکل ۱۲- مود دوم طولی و اول مماسی

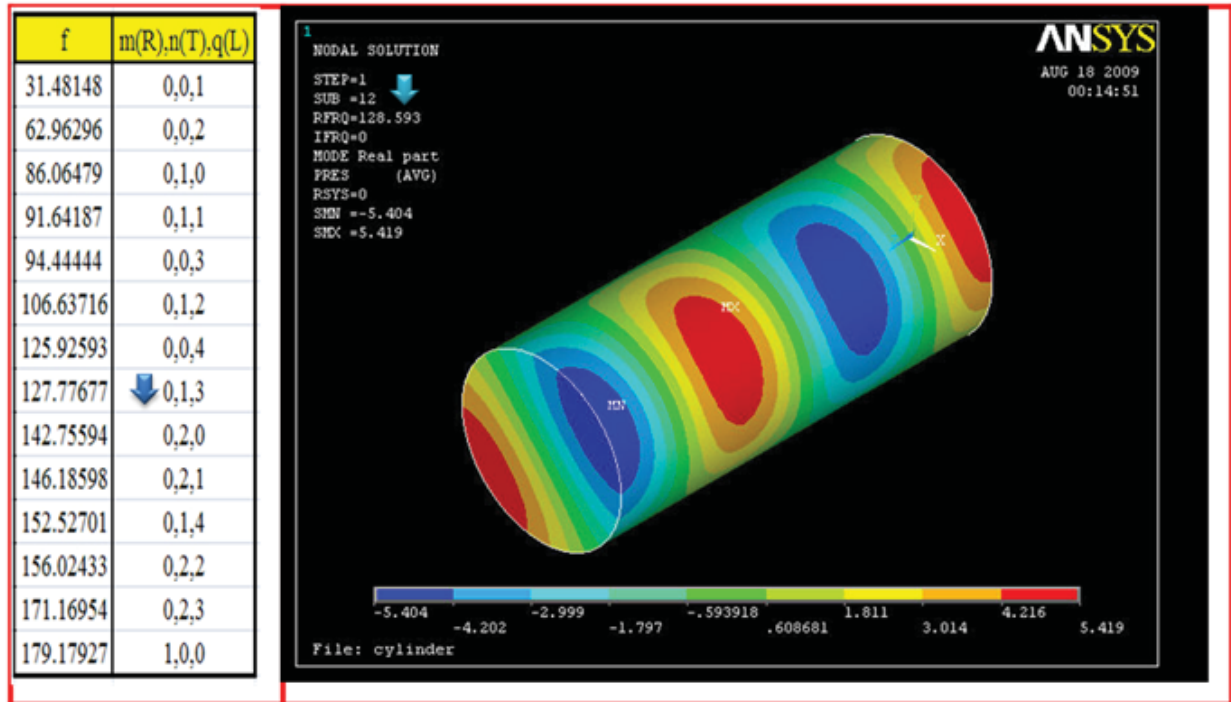


شکل ۱۳- مود چهارم طولی

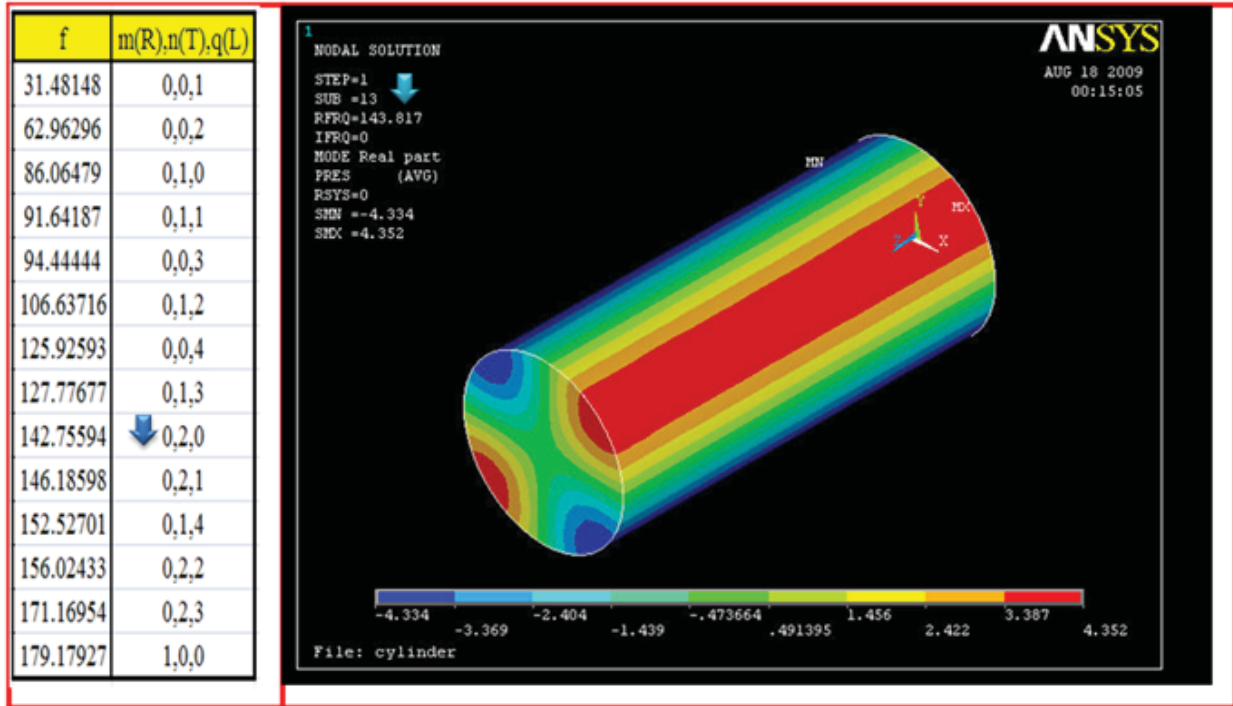




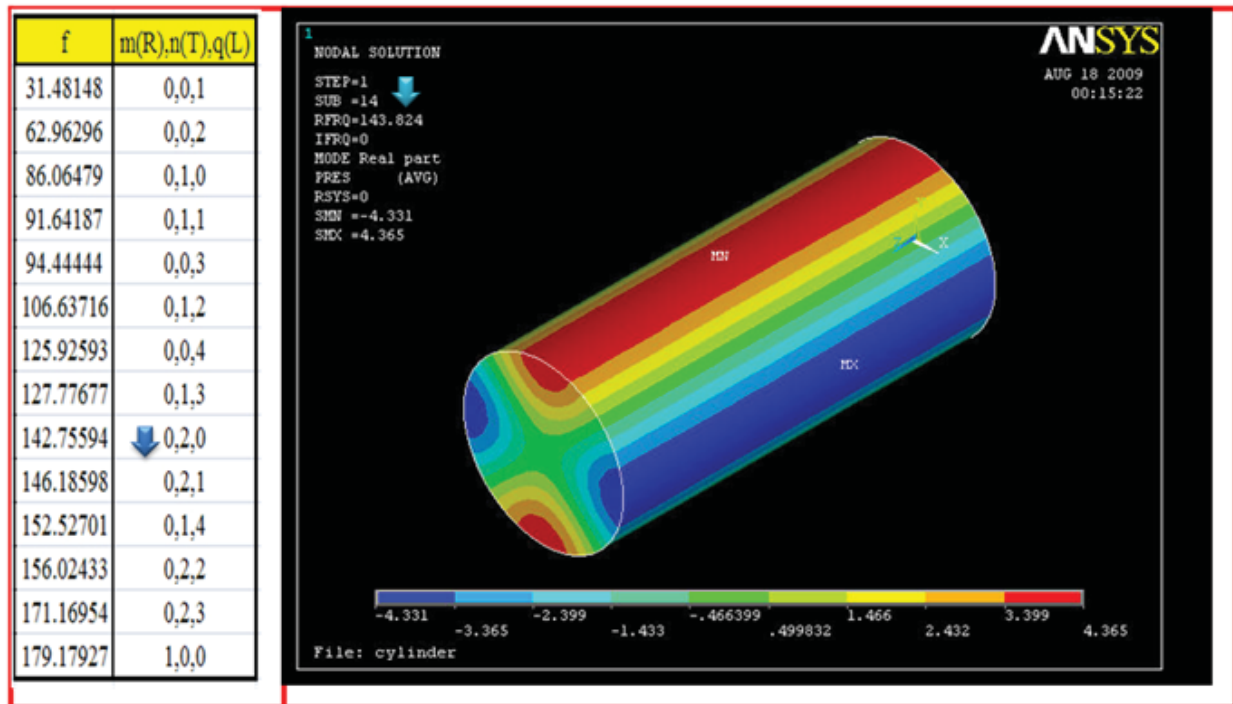
شکل ۱۴- مود سوم طولی و اول مماسی



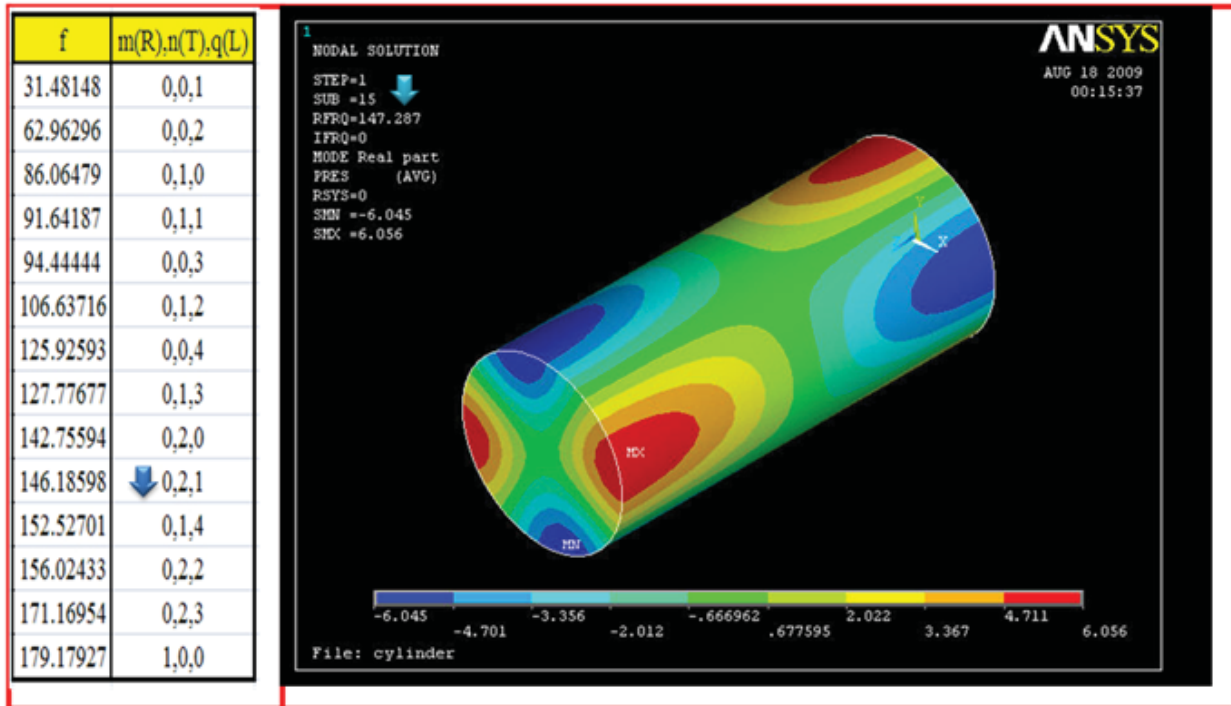
شکل ۱۵- مود سوم طولی و اول مماسی



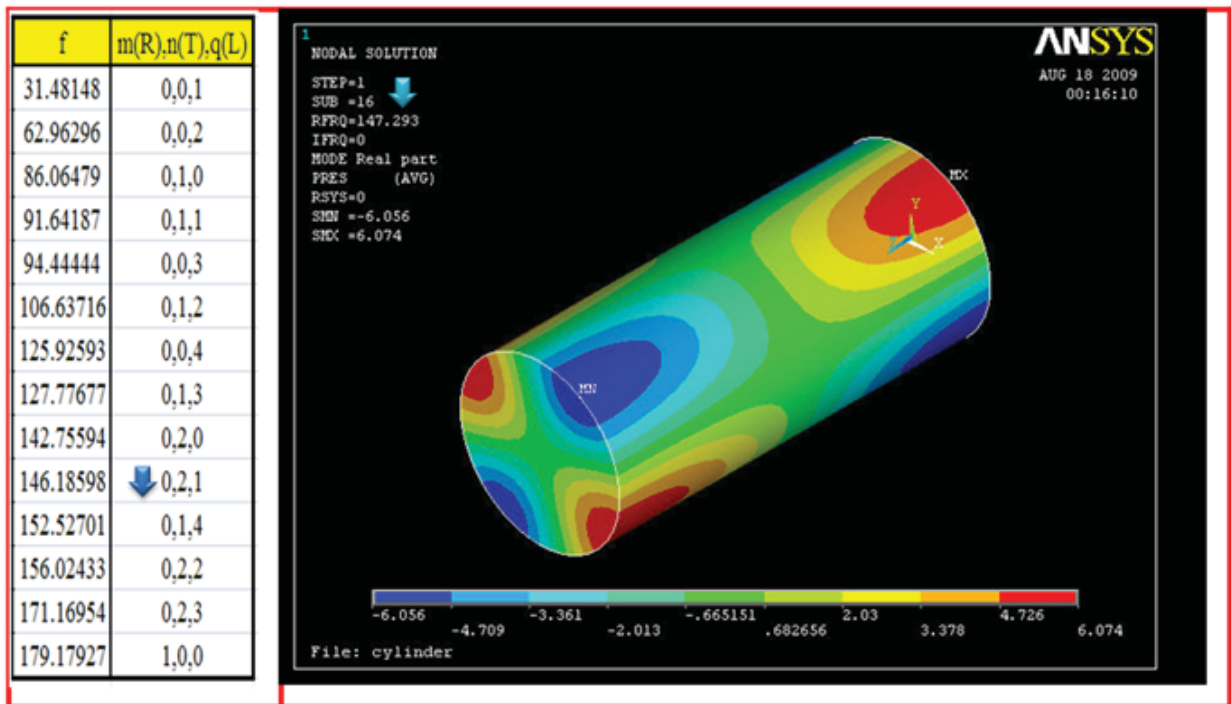
شکل ۱۶- مود دوم مماسی



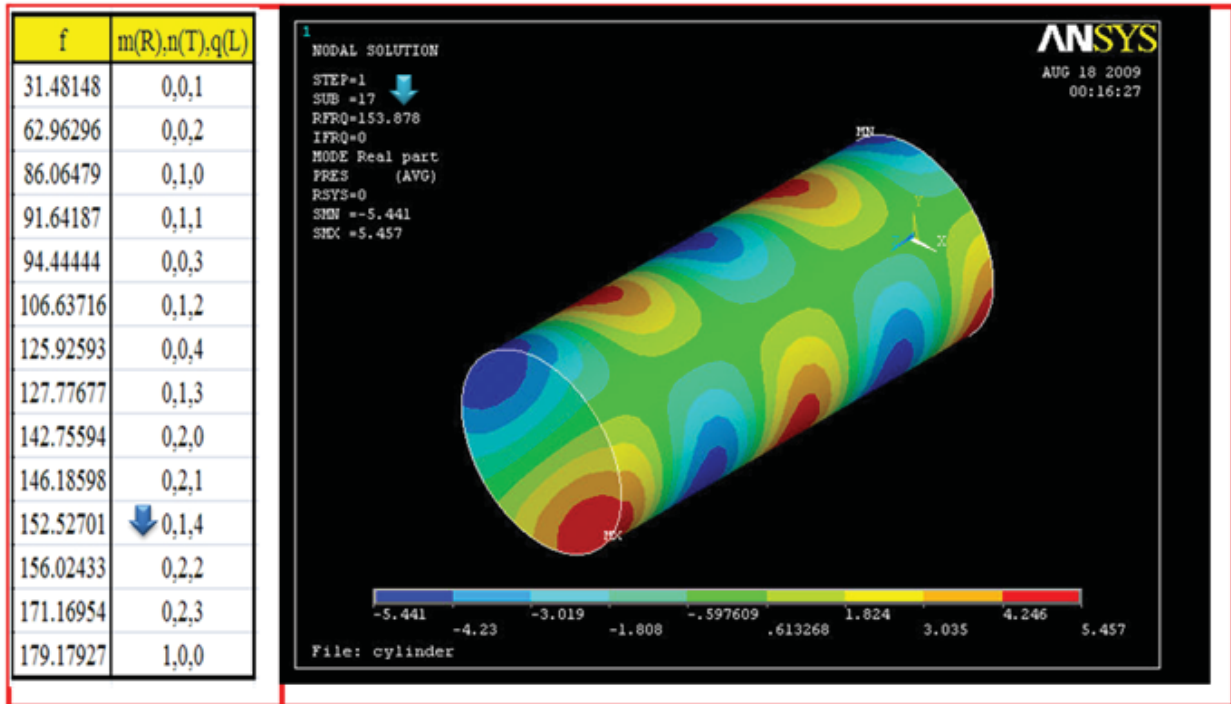
شکل ۱۷- مود دوم مماسی



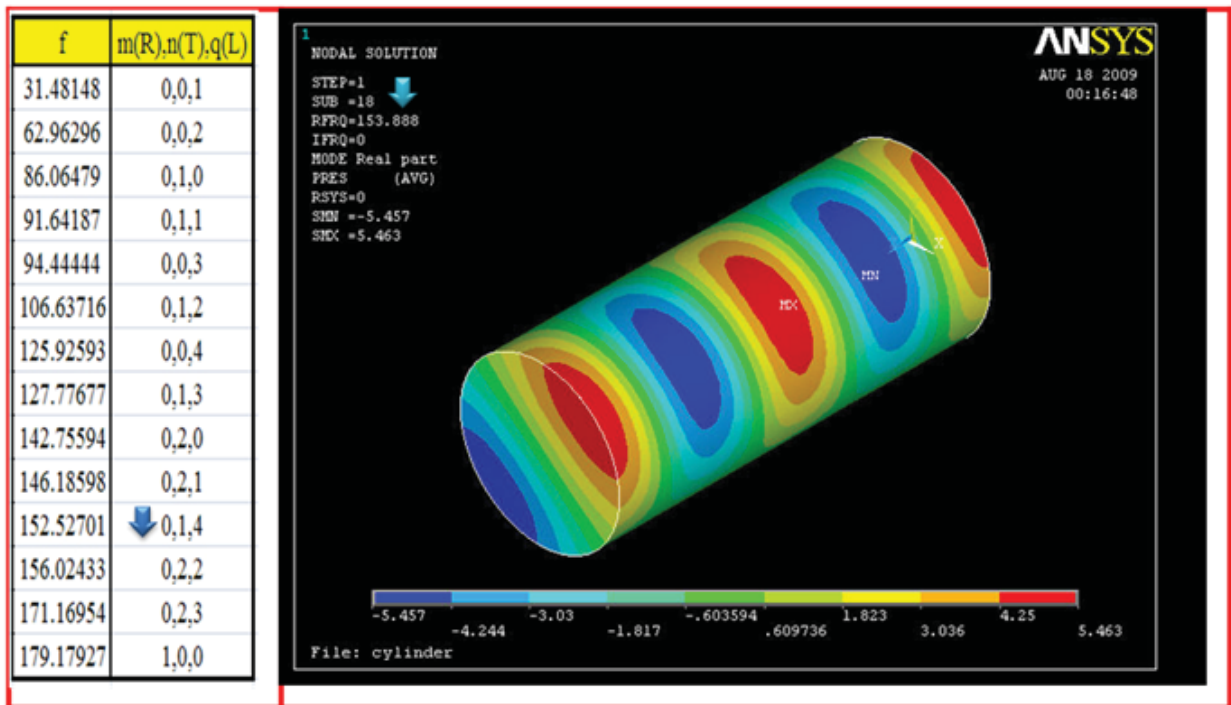
شکل ۱۸- مود اول طولی و مود دوم مماسی



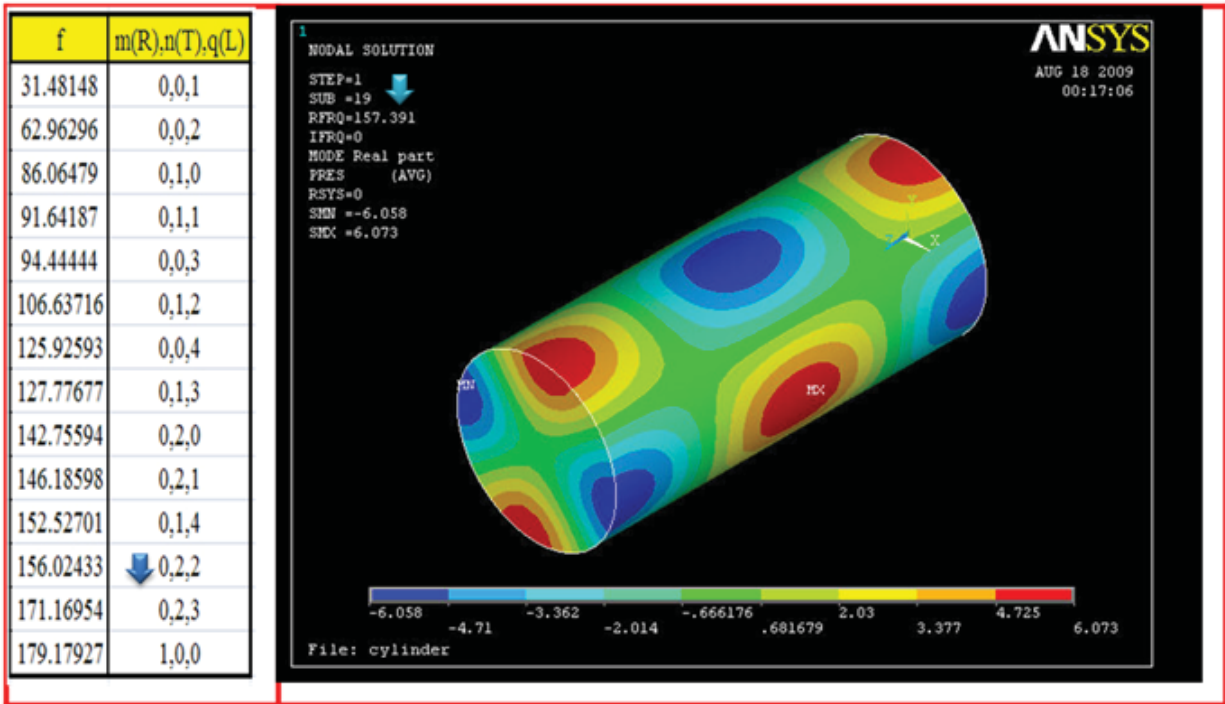
شکل ۱۹- مود اول طولی و مود دوم مماسی



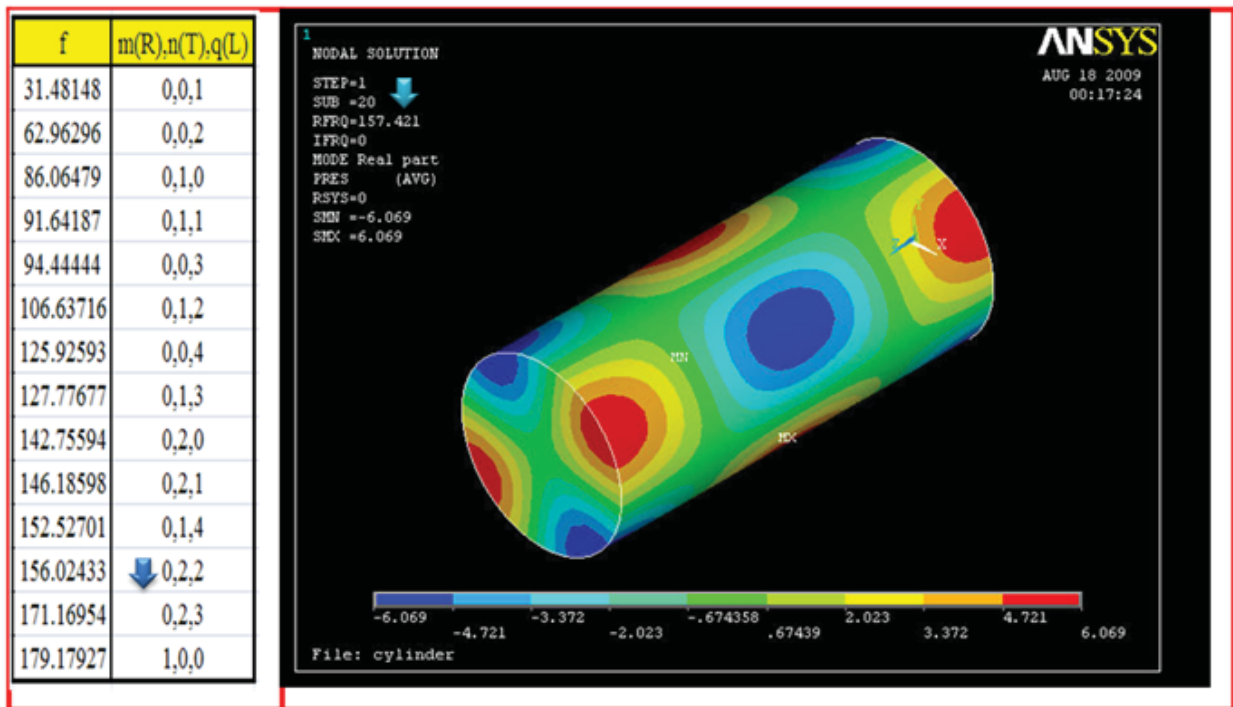
شکل ۲۰- مود چهارم طولی و مود اول مماسی



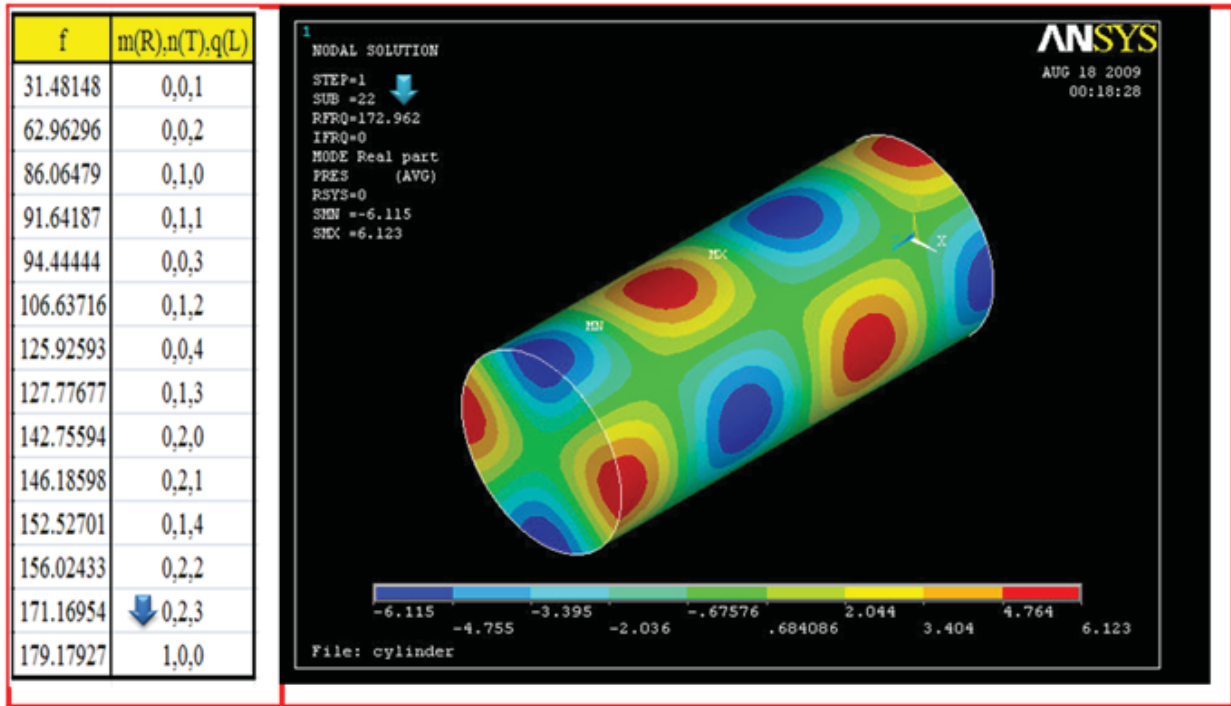
شکل ۲۱- مود چهارم طولی و مود اول مماسی



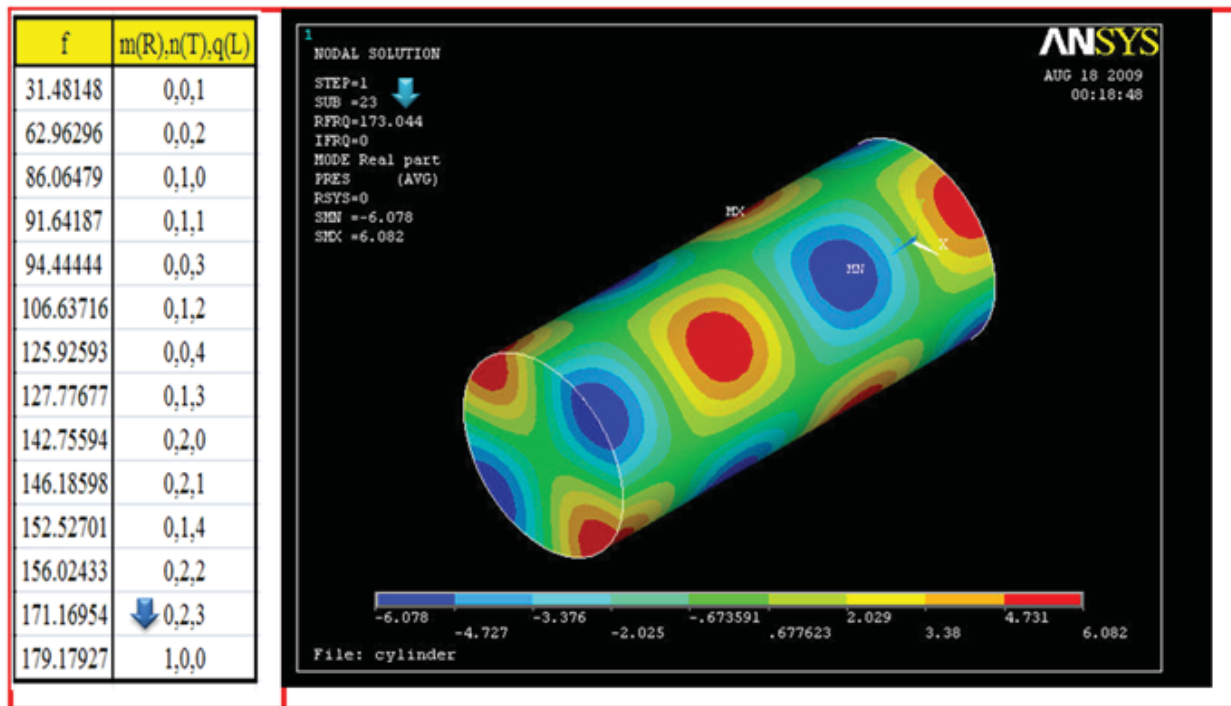
شکل ۲۲- مود دوم طولی و مود دوم مماسی



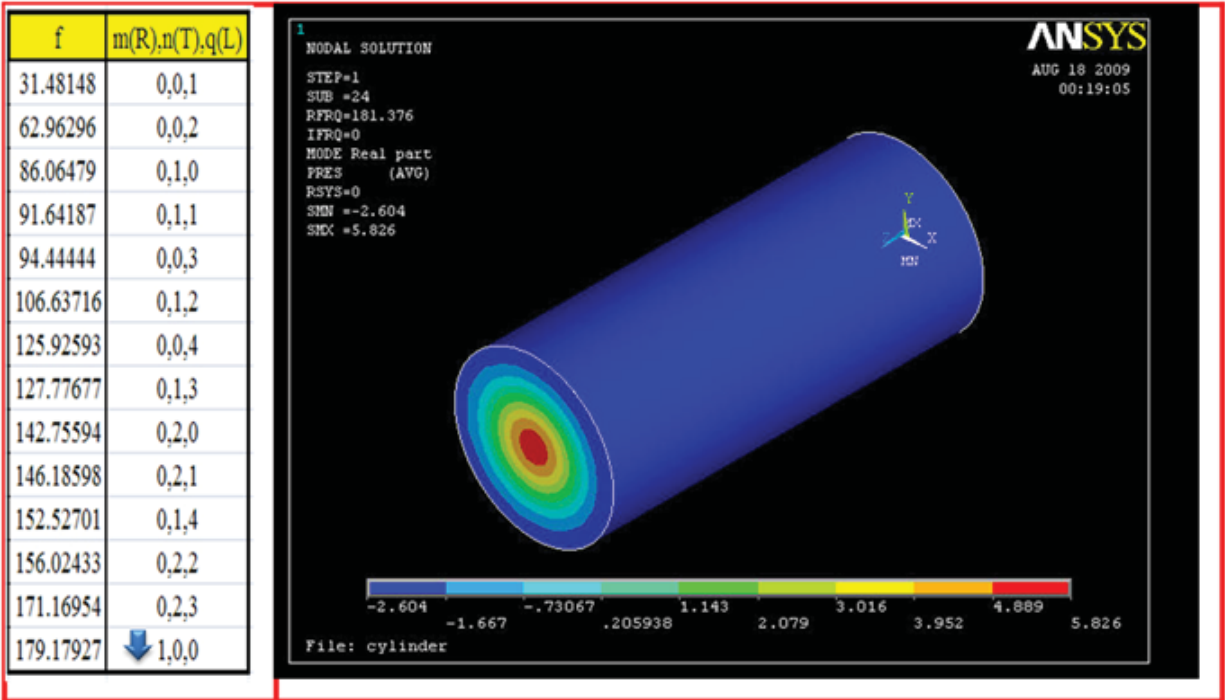
شکل ۲۳- مود دوم طولی و مود دوم مماسی



شکل ۲۴- مود سوم طولی و مود دوم مماسی



شکل ۲۵- مود سوم طولی و مود دوم مماسی



شکل ۲۶- مود اول شعاعی

در جدول زیر مقایسه بین نتایج عددی و تحلیلی ۱۰ مود اول را مشاهده می کنید:

جدول ۴- مقایسه بین نتایج عددی و تحلیلی ۱۰ مود اول

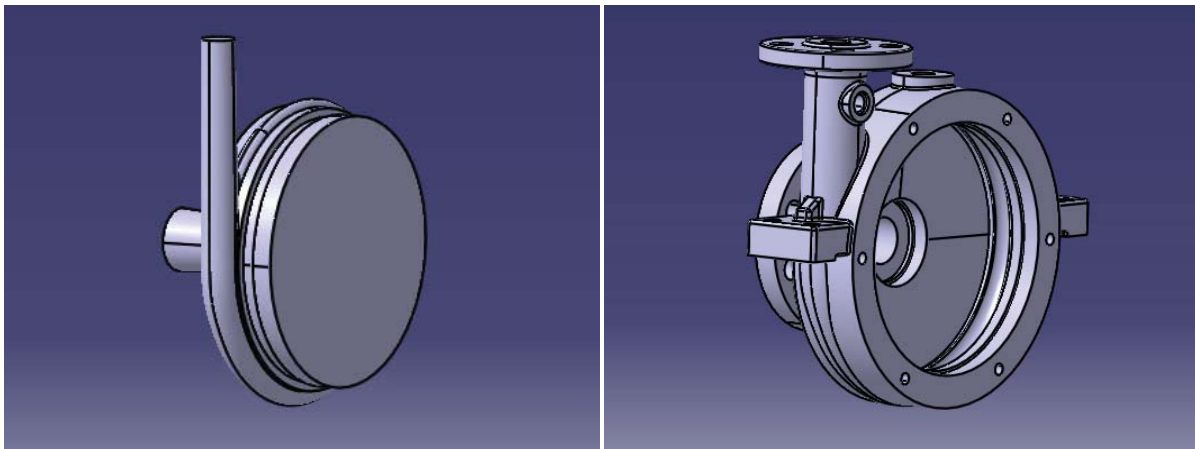
میزان اختلاف (%)	فرکانس عددی (هرتز)	فرکانس تحلیلی (هرتز)	شماره مود
۰٪	۳۱.۴۸۶	۳۱.۴۸۱	مود اول
٪ ۱.۸	۶۴.۱۴۴	۶۲.۹۶۲	مود دوم
٪ ۰.۳۳	۸۶.۳۵	۸۶.۰۶	مود سوم
٪ ۰.۳۴	۸۶.۳۶	۸۶.۰۶	مود چهارم
٪ ۰.۳۴	۹۱.۹۶	۹۱.۶۴	مود پنجم
٪ ۰.۳۴	۹۱.۹۷	۹۱.۶۴	مود ششم
٪ ۰.۳۱	۹۴.۷۴	۹۴.۴۴	مود هفتم
٪ ۰.۴۴	۱۰۷.۱۱	۱۰۶.۶۳	مود هشتم
٪ ۰.۴۴	۱۰۷.۱۲	۱۰۶.۶۳	مود نهم
٪ ۰.۵۸	۱۲۶.۶۶	۱۲۵.۹۲	مود دهم

## - نتیجه گیری

از آنجایی که اختلاف بین اعداد به دست آمده از هر دو روش تحلیلی و نرم افزار انسیس بسیار کم و نامحسوس می باشد، می توان نتایج بدست آمده از این نرم افزار را مبنای مناسبی برای تحلیل عددی محفظه پمپ قرار داد.

### ۳. نمونه اصلی

پمپ مورد نظر ما یک پمپ سانتریفیوژ مدل OH2 25 - 200 L افقی است که دارای توان جذبی ۴ کیلووات در نقطه کارایی بیشینه<sup>۷</sup> است. از خصوصیات این پمپ می توان به هد بیشینه ۶۰ متر، دبی بیشینه ۱۰ متر مکعب بر ساعت و کارایی بیشینه ۳۲.۳٪ در دبی ۹ متر مکعب در ساعت اشاره کرد. برای آنالیز مودال و پیدا کردن دامنه فرکانس های طبیعی این سیستم در نرم افزار انسیس نیاز به نقشه های CATIA v5 محفظه می باشد (به دلیل محدودیت های ورودی نرم افزار انسیس). برای تحلیل مودهای آکوستیکی محفظه و محدوده فرکانس های طبیعی این سیستم نیاز به فضای داخلی محفظه و همچنین حجمی که این فضا را پر می کند داریم. در شکل زیر این دو حجم به ترتیب دیده می شوند.

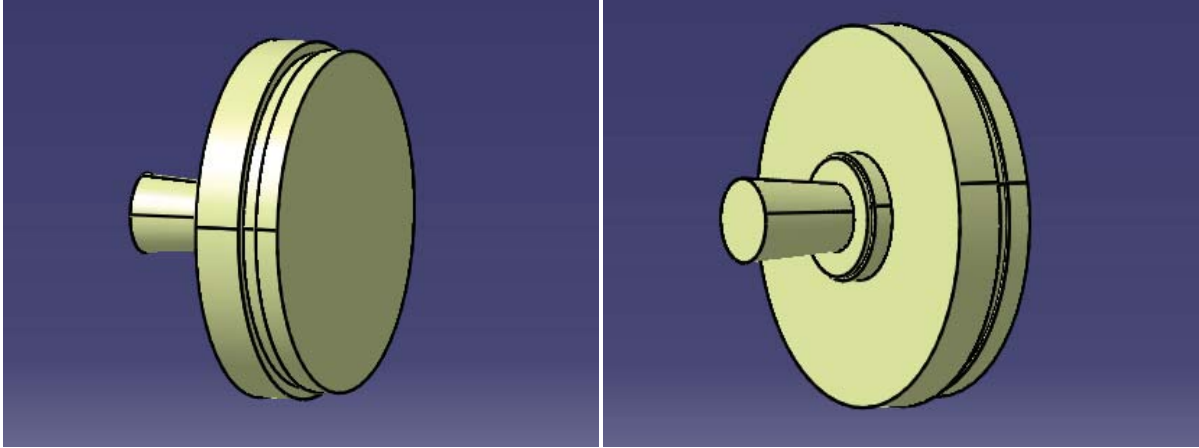


شکل ۲۷- فضای داخلی محفظه و حجم پرکننده این فضا

به دلیل حساسیت بالای آنالیز مودال به ابعاد و دقت شکل، فضای داخلی محفظه دوباره در فضای نرم افزار CATIA v5 مدل سازی شد. این فضای داخلی در شکل زیر دیده می شود:

<sup>7</sup> BEP

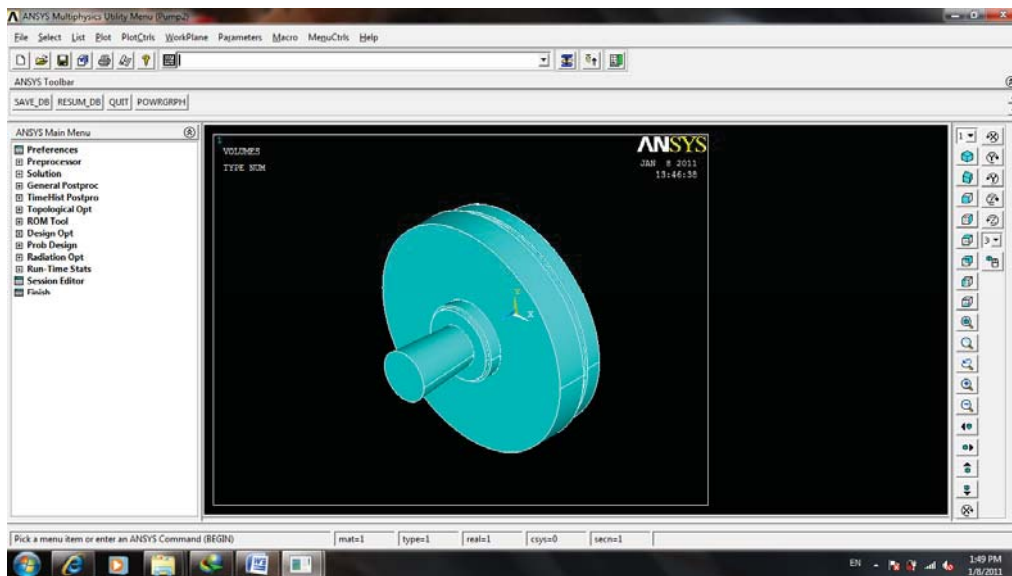




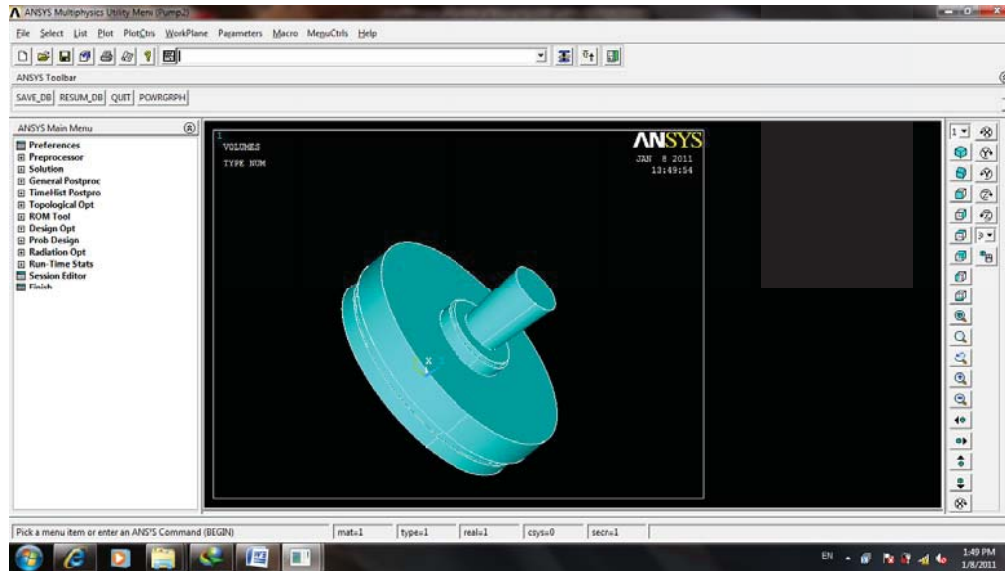
شکل ۲۸- فضای داخلی مدل سازی شده در نرم افزار CATIAV5

در تحلیل انجام شده به وسیله نرم افزار انسیس که شرح چگونگی آن را در ابتدای این فصل مشاهده می کنید، فرکانس بدست آمده برای مود ۵۰ فرکانسی این مدل ۴.۵ هرتز اندازه گیری شد که با توجه به نتایج بدست آمده از استوانه، عددی قابل قبول به شمار نمی آید. لذا برای ادامه این تحلیل از مدل سازی محفظه در خود نرم افزار انسیس استفاده می کنیم.

شکل های این مدل سازی (در نرم افزار انسیس) در زیر دیده می شود:



شکل ۲۹- مدل سازی محفظه در نرم افزار انسیس



شکل ۳۰- مدل سازی محفظه در نرم افزار انسیس

با توجه به مدل سازی محفظه در این نرم افزار و تجربیات استفاده از این نرم افزار برای اشکال و محفظه های دیگر، می توان به این نتیجه رسید که فرکانسها و شکل مودهای بدست آمده از مدل سازی محفظه در خود نرم افزار انسیس به طور دقیق می باشد. در زیر شکل مودهای، ۵۰ مود اول این محفظه را مشاهده می کنید:

شمار	شکل مود	شمار	شکل مود
۵		۵	
۲۶		۱	

	<p>۲۷</p>		<p>۲</p>
	<p>۲۸</p>		<p>۳</p>
	<p>۲۹</p>		<p>۴</p>

	<p>۳۰</p>		<p>۵</p>
	<p>۳۱</p>		<p>۶</p>
	<p>۳۲</p>		<p>۷</p>

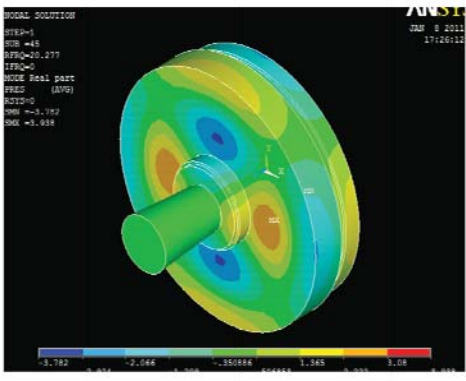
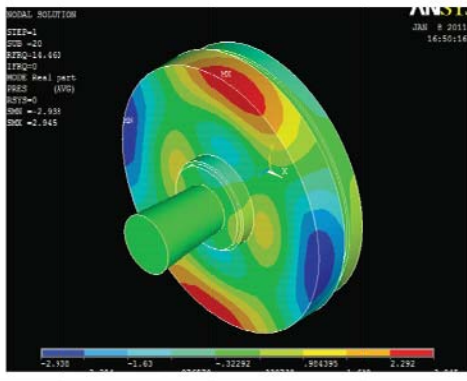
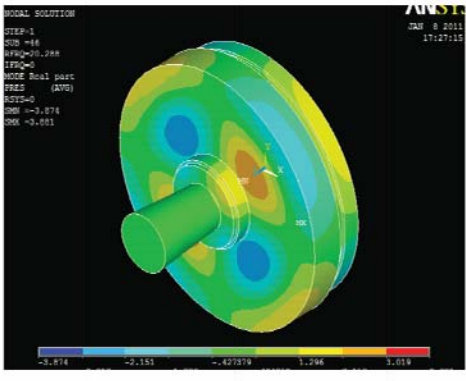
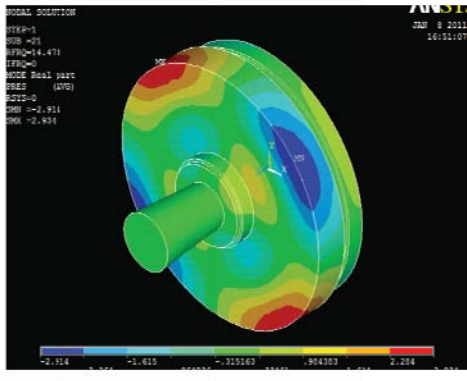
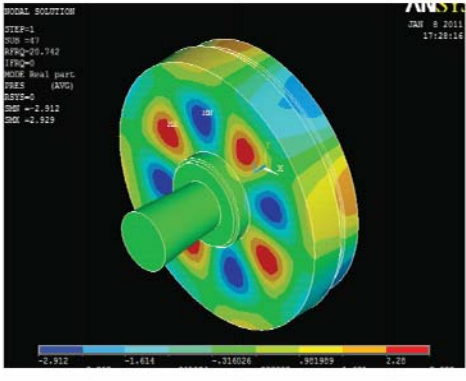
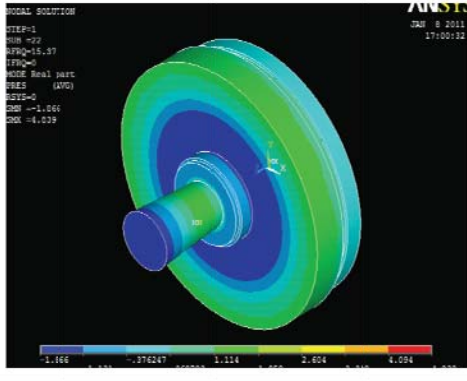
	<p>۳۳</p>		<p>۸</p>
	<p>۳۴</p>		<p>۹</p>
	<p>۳۵</p>		<p>۱۰</p>

	<p>۳۶</p>		<p>۱۱</p>
	<p>۳۷</p>		<p>۱۲</p>
	<p>۳۸</p>		<p>۱۳</p>

	<p>۳۹</p>		<p>۱۴</p>
	<p>۴۰</p>		<p>۱۵</p>
	<p>۴۱</p>		<p>۱۶</p>

	<p>۴۲</p>		<p>۱۷</p>
	<p>۴۳</p>		<p>۱۸</p>
	<p>۴۴</p>		<p>۱۹</p>



<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =45                      RFRQ=10.277                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-1.787                      SPM =-1.838</p> 	<p>۴۵</p>	<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =50                      RFRQ=14.603                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-2.058                      SPM =-2.945</p> 	<p>۲۰</p>
<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =18                      RFRQ=10.288                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-3.874                      SPM =-3.021</p> 	<p>۴۶</p>	<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =21                      RFRQ=14.473                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-2.911                      SPM =-2.934</p> 	<p>۲۱</p>
<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =87                      RFRQ=10.742                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-2.912                      SPM =-2.929</p> 	<p>۴۷</p>	<p>MODAL SOLUTION                      ANSYS                      STEP=1                      SUB =22                      RFRQ=15.37                      IFRQ=0                      MODE Real part                      FREES (AVG)                      RSTIS=0                      SPM =-1.066                      SPM =-4.039</p> 	<p>۲۲</p>

	<p>۴۸</p>		<p>۲۳</p>
	<p>۴۹</p>		<p>۲۴</p>
	<p>۵۰</p>		<p>۲۵</p>

در زیر جدول فرکانس های ۵۰ مود اول آکوستیکی محفظه پمپ دیده می شود:

جدول ۵- فرکانس‌های ۵۰ مود اول آکوستیکی محفظه پمپ

فرکانس(هرتز)	شماره مود	فرکانس(هرتز)	شماره مود
۱۶.۲۳	۲۶	۰	۱
۱۶.۲۴	۲۷	۴.۰۵	۲
۱۶.۴۹	۲۸	۴.۰۸	۳
۱۶.۴۹	۲۹	۴.۰۸	۴
۱۷.۱۷	۳۰	۶.۶۶	۵
۱۷.۱۸	۳۱	۶.۶۶	۶
۱۷.۸۶	۳۲	۸.۰۸	۷
۱۷.۸۷	۳۳	۹.۱۶	۸
۱۷.۹۳	۳۴	۹.۱۶	۹
۱۷.۹۴	۳۵	۱۱.۶۱	۱۰
۱۸.۲۶	۳۶	۱۱.۶۲	۱۱
۱۸.۲۸	۳۷	۱۱.۶۷	۱۲
۱۸.۹۴	۳۸	۱۱.۶۸	۱۳
۱۸.۹۴	۳۹	۱۱.۸۴	۱۴
۱۹.۲۵	۴۰	۱۴.۰۱	۱۵
۱۹.۳۸	۴۱	۱۴.۰۵	۱۶
۱۹.۶۴	۴۲	۱۴.۰۶	۱۷
۱۹.۶۶	۴۳	۱۴.۱۲	۱۸
۱۹.۸	۴۴	۱۴.۱۳	۱۹
۲۰.۲۷	۴۵	۱۴.۴۶	۲۰
۲۰.۲۸	۴۶	۱۴.۴۷	۲۱
۲۰.۷۴	۴۷	۱۵.۳۷	۲۲
۲۰.۷۴	۴۸	۱۵.۴۹	۲۳
۲۱.۴۰	۴۹	۱۵.۴۹	۲۴
۲۱.۴۱	۵۰	۱۵.۹۹	۲۵

از آنجایی که در حالت واقعی محفظه پمپ بدون پروانه و متعلقات آن کاربردی ندارد و نیز فرکانس گذر از پره تنها در شرایط حقیقی کارکرد پمپ، امکان هم‌گیری (کوپلینگ) با فرکانس‌های طبیعی محفظه را دارد، لذا بررسی پمپ در حالت واقعی مورد نظر می‌باشد. پس از بررسی‌های عددی انجام شده و با توجه به فرکانس‌های پایین به دست آمده برای فرکانس‌های طبیعی محفظه پمپ، برای بدست آوردن فرکانس‌های حقیقی محفظه پمپ پیشنهاد به انجام تست‌های تجربی می‌شود.

#### ۴. روش تجربی اندازه‌گیری فرکانس‌های طبیعی محفظه پمپ سانتریفیوژ OH2 25 – 200 L

فرکانس‌های طبیعی محفظه پمپ از روش‌های متعددی قابل اندازه‌گیری می‌باشد. یکی از این روش‌ها استفاده از مفهوم پدیده رزونانس می‌باشد. رزونانس هنگامی پیش می‌آید که فرکانس نیروی محرک وارده به سیستم به فرکانس طبیعی ارتعاش سیستم نزدیک باشد. یعنی در صورتی که پمپ در فرکانس مشخصی دارای نوسانات فشاری شدید یا یک پیک فشاری باشد به مفهوم آن است که فرکانس طبیعی پمپ با فرکانس گذر پره کوپل شده و این نوسان ایجاد شده است. نوسانات فشاری شدید در یک سرعت چرخش خاص، نتیجه هم‌گیری فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه پمپ می‌باشد. چرا که در این حالت، انرژی آکوستیکی حاصل از هم‌گیری، به صورت امواج فشاری در طول جریان منتشر می‌شود. به عبارت دیگر، مهمترین اثر برهم نهی فرکانس طبیعی محفظه با فرکانس گذر از پره، ایجاد نوسانات دامنه‌دار فشاری در پمپ می‌باشد. البته لازم به ذکر است که این آزمایش باید در شرایطی بسیار پایدار و یکنواخت انجام شود و تا حد امکان بالاترین نوسانات فشاری (به دلیل امکان وجود نوسانات کوچکتر در اثر نامیزانی‌های شفت، پروانه و اختلالاتی از این دست) مورد ارزیابی قرار گیرد. همچنین باید یادآور شویم که شرایط دیگری که پدیده رزونانس در آن به وجود می‌آید، سرعت بحرانی اول شفت است. جهت جلوگیری از تست پمپ در این سرعت، پیش از انجام تست این سرعت مورد محاسبه قرار گرفته که در حدود ۳۸۷۰ دور بر دقیقه می‌باشد که فاصله بسیار زیادی از شرایط انجام تست دارد.

همچنین جهت اطمینان از صحت این تئوری، می‌توان از قانون تشابه، هد تئوری پمپ را در دورهای مختلف محاسبه و با هد حقیقی اندازه‌گیری شده در هنگام تست، مقایسه کرد. در قانون تشابه داریم:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (۲۰)$$

که در آن  $H_1$  هد اولیه،  $H_2$  هد ثانویه،  $N_1$  دور اولیه پمپ و  $N_2$  دور ثانویه پمپ می‌باشد. در این تست به قانون تشابه هیچ خدشه‌ای وارد نشده و در تمامی مراحل تست، این قانون رعایت می‌شود. برای بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی محفظه پمپ در حالت واقعی نیاز به ثبت نوسانات فشاری پمپ در کارکرد پمپ با دورهای مختلف است. پیش‌بینی می‌شود که پمپ در هر یک از این فرکانس‌ها دارای نوسانات فشاری در یک رنج خاص و با یک نظم خاص باشد. فرکانسی که در آن نوسان فشاری متفاوتی دیده شود می‌تواند بیان‌گر پدیده رزونانس باشد که این پدیده می‌تواند در اثر هم‌گیری (کوپلینگ) بین فرکانس گذر از پره پروانه و فرکانس طبیعی محفظه باشد. برای انجام این آزمایش از یک متناوب‌ساز (Inverter) برای تغییر دور الکتروموتور پمپ و در نتیجه

ایجاد فرکانس‌های متفاوت استفاده می‌کنیم. برای ثبت نوسانات فشاری از یک ترانسدیوسر فشار پیزوالکتریک ساده با محدوده فرکانسی مشخص استفاده می‌کنیم. با توجه به ابعاد و اندازه پمپ و نیز میزان هد و دبی آن، پیش‌بینی می‌شود که نوسانات ما کوچکتر از ۱ بار باشند. لذا از ترانسدیوسر فشاری با محدوده فشار بسیار کوچک استفاده می‌کنیم که دارای دقت بالاتری در اندازه‌گیری‌ها و نوسانات بسیار کوچک باشد. محل نصب ترانسدیوسر فشار بهتر است در مسیر مستقیم جریان نباشد. لذا از محل نصب ترانسدیوسر فشار در خط تست معمول پمپ‌ها استفاده می‌کنیم. این ترانسدیوسر توسط یک فرستنده به کامپیوتر متصل بوده و داده‌های دریافتی در هنگام تست را ضبط و به کامپیوتر ارسال می‌کند.



شکل ۳۱- چیدمان سیستم مورد آزمایش

این پمپ توسط یک الکتروموتور زیمنس (SIEMENS) با ۱۴۵۰ دور بر دقیقه مورد آزمایش قرار می‌گیرد. از آنجایی که الکتروموتور با سیستم برق ۵۰ هرتز کار می‌کند، لذا استفاده از متناوب‌ساز برای تغییر فرکانس الکتروموتور به ازای هر یک هرتز، تغییری در حدود ۲۹ دور در الکتروموتور و ۲.۴ هرتز در فرکانس چرخش پروانه (فرکانس گذر از پره) ایجاد می‌کند. برای انجام آزمایش، از فرکانس ۳.۵ هرتز الکتروموتور، که چرخشی برابر با ۱۰۲ دور بر دقیقه ایجاد می‌کند و برابر با فرکانس ۸.۴۵ هرتز گذر از پره است، شروع می‌کنیم. فرکانس الکتروموتور را توسط متناوب‌ساز با گام‌های ۱ هرتزی افزایش می‌دهیم. این افزایش تا حدود ۱۵۰۰ دور در دقیقه ادامه می‌یابد که فرکانسی در حدود ۱۲۶ هرتز را در فرکانس گذر از پره ایجاد می‌کند. با توجه به تئوری این آزمایش و مبنای آن، فرکانس گذر از پره در این آزمایش، در فرکانس‌هایی که پدیده رزنانس مشاهده شود (یک نوسان فشار ناگهانی و غیرقابل پیش‌بینی)، برابر با فرکانس طبیعی محفظه می‌باشد. لازم به ذکر است که با توجه به استفاده از الکتروموتور ۱۴۵۰ دور بر دقیقه و ۵ پره بودن پروانه این پمپ، فرکانس گذر از پره این پمپ با توجه به فرمول شماره (۱) برابر با ۱۲۰.۸۳ هرتز می‌باشد.

جهت اطمینان از کارکرد ترانسدیوسر فشار و صحت نوسانات ثبت شده از یک فشار سنج بوردون ساده در کنار این ترانسدیوسر فشار استفاده می‌کنیم.



شکل ۳۲- محل قرارگیری ترانسدیوسر فشار

شکل بالا محل قرارگیری ترانسدیوسر فشار را نشان می‌دهد. تمامی مراحل آزمایش جهت اطمینان از صحت و تکرارپذیری، ۴ مرتبه تکرار شده و نتایج آن ثبت و تمامی نتایج با یکدیگر مقایسه شده است.

## ۵. نتایج

آزمایش را تا ۱۵۰۸ دور بر دقیقه که فرکانسی در حدود ۱۲۵ هرتز ایجاد می‌کند ادامه می‌دهیم و نتایج را ثبت می‌کنیم. با توجه به داده‌های ثبت شده که در ادامه این بخش به صورت جدول و نمودار آورده شده است، مشاهده می‌شود که یک نوسان فشاری بزرگ در فرکانس حدود ۱۶ هرتز مشاهده می‌شود که با توجه به شکل مودهای به دست آمده از نرم‌افزار برابر با مود ۲۳ محفظه می‌باشد. نوسان قابل بررسی دیگر در محدوده ۷۷ هرتزی اتفاق می‌افتد و همچنین دو نوسان قابل توجه دیگر در محدوده ۹۳ و ۱۰۹ هرتزی اتفاق می‌افتد. با توجه به جدول و نمودار، مهم‌ترین و اساسی‌ترین نوسانات در محدوده فرکانسی ۱۲۰ هرتزی رخ می‌دهد که این نکته در این پمپ بسیار قابل توجه می‌باشد. از آنجایی که این نوسانات در این محدوده ۲ بار تکرار شده‌اند، و با توجه به تکرار آزمایش امکان خطای اندازه‌گیری بسیار کم می‌باشد. به دلیل نزدیکی این فرکانس به فرکانس گذر از پره پمپ

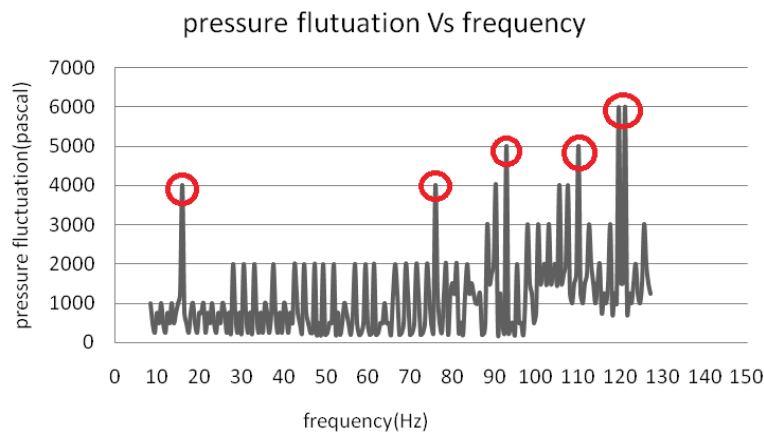
(۱۲۰ هرتز)، در هنگام استفاده از الکتروموتور ۱۴۵۰ دور بر دقیقه، این نوسانات بسیار مهم و قابل توجه می‌باشند. در جدول زیر میزان نوسانات فشاری را با توجه به میزان تغییر فرکانس مشاهده می‌کنید:

جدول ۶- میزان نوسانات فشاری با توجه به میزان تغییر فرکانس

شماره	دور پمپ (دور بر دقیقه)	فرکانس گذر (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)	شماره	دور پمپ (دور بر دقیقه)	فرکانس گذر (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)
۱	۱۰۲	۸.۴۵	۱۰۰۰	۲۶	۲۸۷	۶۸.۸۷	۲۰۰۰
۲	۱۳۱	۱۰.۸۷	۱۰۰۰	۲۷	۸۵۶	۷۱.۲۹	۲۰۰۰
۳	۱۶۰	۱۳.۲۹	۱۰۰۰	۲۸	۸۸۵	۷۳.۷۰	۲۰۰۰
۴	۱۸۹	۱۵.۷۰	۴۰۰۰	۲۹	۹۱۴	۷۶.۱۲	۴۰۰۰
۵	۲۱۸	۱۸.۱۲	۱۰۰۰	۳۰	۹۴۳	۷۸.۵۴	۲۰۰۰
۶	۲۴۷	۲۰.۵۴	۱۰۰۰	۳۱	۹۷۲	۸۰.۹۵	۲۰۰۰
۷	۲۷۶	۲۲.۹۵	۱۰۰۰	۳۲	۱۰۰۱	۸۳.۳۷	۲۰۰۰
۸	۳۰۵	۲۵.۳۷	۱۰۰۰	۳۳	۱۰۳۰	۸۵.۷۹	۱۰۰۰
۹	۳۳۴	۲۷.۷۹	۲۰۰۰	۳۴	۱۰۵۹	۸۸.۲۰	۳۰۰۰
۱۰	۳۶۳	۳۰.۲۰	۲۰۰۰	۳۵	۱۰۸۸	۹۰.۶۲	۴۰۰۰
۱۱	۳۹۲	۳۲.۶۲	۲۰۰۰	۳۶	۱۱۱۷	۹۳.۰۴	۵۰۰۰
۱۲	۴۲۱	۳۵.۰۴	۱۰۰۰	۳۷	۱۱۴۶	۹۵.۴۵	۲۰۰۰
۱۳	۴۵۰	۳۷.۴۵	۲۰۰۰	۳۸	۱۱۷۵	۹۷.۸۷	۳۰۰۰
۱۴	۴۷۹	۳۹.۸۷	۱۰۰۰	۳۹	۱۲۰۴	۱۰۰.۲۹	۳۰۰۰
۱۵	۵۰۸	۴۲.۲۹	۲۰۰۰	۴۰	۱۲۳۳	۱۰۲.۷۰	۳۰۰۰
۱۶	۵۳۷	۴۴.۷۰	۲۰۰۰	۴۱	۱۲۶۲	۱۰۵.۱۲	۴۰۰۰
۱۷	۵۶۶	۴۷.۱۲	۲۰۰۰	۴۲	۱۲۹۱	۱۰۷.۵۴	۴۰۰۰
۱۸	۵۹۵	۴۹.۵۴	۲۰۰۰	۴۳	۱۳۲۰	۱۰۹.۹۵	۵۰۰۰
۱۹	۶۲۴	۵۱.۹۵	۲۰۰۰	۴۴	۱۳۴۹	۱۱۲.۳۷	۳۰۰۰
۲۰	۶۵۳	۵۴.۳۷	۱۰۰۰	۴۵	۱۳۷۸	۱۱۴.۷۹	۲۰۰۰

شماره	دور پمپ (دور بر دقیقه)	فرکانس گذر (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)	شماره	دور پمپ (دور بر دقیقه)	فرکانس گذر (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)
۲۱	۶۸۲	۵۶.۷۹	۲۰۰۰	۴۶	۱۴۰.۷	۱۱۷.۲۰	۳۰۰۰
۲۲	۷۱۱	۵۹.۲۰	۲۰۰۰	۴۷	۱۴۳.۶	۱۱۹.۶۲	۶۰۰۰
۲۳	۷۴۰	۶۱.۶۲	۲۰۰۰	۴۸	۱۴۵.۰	۱۲۰.۸۳	۶۰۰۰
۲۴	۷۶۹	۶۴.۰۴	۱۰۰۰	۴۹	۱۴۷.۹	۱۲۳.۲۵	۲۰۰۰
۲۵	۷۹۸	۶۶.۴۵	۲۰۰۰	۵۰	۱۵۰.۸	۱۲۵.۶۶	۳۰۰۰

با توجه به نتایج به دست آمده، نمودار زیر نشان‌دهنده نوسانات فشار بر حسب فرکانس‌های مورد آزمایش می‌باشد:

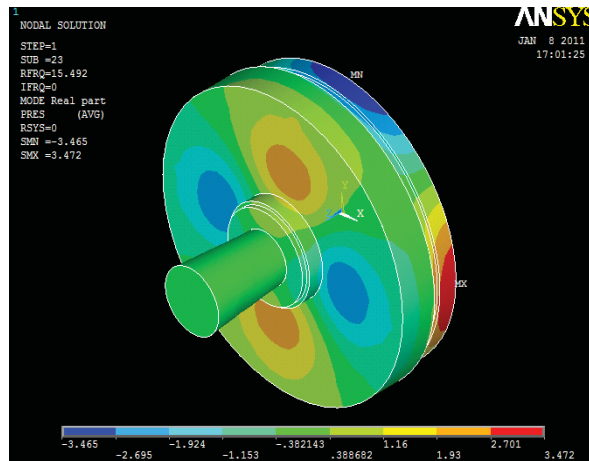


شکل ۳۳- نوسانات فشاری بر حسب فرکانس گذر از پره

با توجه به جدول و نمودار بالا، مشاهده می‌شود که فرکانسی که تاثیر بالایی در عملکرد پمپ، انتخاب الکتروموتور و انتخاب پروانه پمپ دارد، فرکانس ۱۲۰ هرتز می‌باشد.

در صورتی که فرکانس‌های محدوده ۱۶، ۷۳، ۹۳ و ۱۰۹ هرتز، به عنوان فرکانس‌های طبیعی محفظه باشند، با توجه به فرکانس بالای گذر از پره (۱۲۰ هرتز)، هیچ گونه تداخلی دیده نمی‌شود. تنها فرکانس قابل توجه، فرکانس ۱۲۰ هرتز است که از این فرکانس می‌توان نتیجه گرفت که در صورت استفاده از این الکتروموتور و ثابت بودن طراحی محفظه، جهت جلوگیری از تداخل فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه پمپ، می‌توان از پروانه‌ای با تعداد پره‌های بالاتر استفاده کرد. در غیر این صورت می‌توان این پمپ را با الکتروموتور ۲۹۰۰ دور بر دقیقه راه‌اندازی کرد که در صورت استفاده از این پروانه، فرکانس گذر از پره در حدود ۲۴۲ هرتز خواهد بود که با فرکانس بحرانی محفظه، فاصله بسیار زیادی دارد.





شکل ۳۴- مود ۲۳ ام محفظه

## ۶. نتیجه گیری

با توجه به حالت واقعی عملکرد پمپ که محفظه به صورت مجزا از پروانه تحت تاثیر جریان قرار نمی گیرد، استفاده از نرم افزارهای عددی، به تنهایی روشی مورد اطمینان نمی باشد. لذا در کنار این تحلیل ها، استفاده از تست های تجربی که به راحتی نیز قابل انجام می باشند، توصیه می گردد. پس از تست های تجربی و مشخص شدن فرکانس های طبیعی محفظه که در نتیجه هم گیری فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه به وجود می آیند و خود را در غالب پدیده رزونانس، همراه با یک نوسان ناگهانی نشان می دهند، جهت جلوگیری از تداخل فرکانس گذر از پره و فرکانس های طبیعی پمپ، راه های گوناگونی از قبیل تغییر تعداد پره های پروانه، تغییر دور پمپ به وسیله تغییر الکتروموتور و در نهایت تغییر طراحی محفظه پمپ پیشنهاد می شود. هر یک از این راهها دارای هزینه های متفاوتی می باشند که به طور جداگانه باید مورد بررسی قرار گیرند.

- [1]. Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C., and Hurtado-Cruz, J. P., 2006, "Experimental Determination of the Tonal Noise Sources in a Centrifugal Fan," *J. Sound Vib.* 295, pp. 781–796.
- [2]. Rzentkowski, G., Zbroja, S., 2000, "Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency", *J. Fluids and Structures* 14, pp. 529-558.
- [3]. Parrondo, J.L., González, J., Fernández, J., 2002, "The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump", *ASME J. Fluids Engineering* 124
- [4]. Morgenroth, M., Weaver, D.S., 1998, "Sound generation by a centrifugal pump at blade passing frequency", *ASME J. Turbomachinery*, 120, pp. 736-743.
- [5]. J. Parrondo, J. Pérez, J. Fernández, J. González, "A simple acoustic model to simulate the blade-p frequency sound pressure generated in the volute of centrifugal pumps", *Forum Acusticum Sevilla (3rd European Cong. on Acoustics)*, paper ENV-Gen-011 (2002).