



XXVIII CONGRESO INTERNACIONAL DE MANTENIMIENTO Y GESTIÓN DE ACTIVOS

22 AL 24 DE ABRIL DE 2026. Bogotá - Colombia



Análisis de flexibilidad en sistemas de bombeo críticos: diagnóstico de fallas y planes de acción bajo criterios API 610/686 y ASME B31.3

Manuel Antonio Quintero / Julio Andres Moncada Garcia

Refinería de Barrancabermeja, ECP

E-mails: manuel.quintero@ecopetrol.com.co / julioan.moncada@ecopetrol.com.co

Barrancabermeja. – Colombia

Resumen

La bomba SP-2603A presentó un aumento de vibración de 0.14 a 0.35 IPS RMS tras operar en la posición A, junto con vibración estructural en la línea de succión. Este cambio se explica por la disminución de rigidez del sistema al pasar la primera frecuencia natural de 8.021 Hz a 5.293 Hz, modificando la transmisión de esfuerzos pese a mantenerse en régimen cuasi estático. El análisis de flexibilidad evidenció una guía lateral –X que restringía la expansión térmica, generando cargas superiores a API 610. Adicionalmente, se identificó un cold spring no deseado introducido en la instalación, actuando como carga primaria según API 686. La combinación de menor rigidez, soporte indebido y precarga explica el incremento de vibración y sobrecargas, siendo necesario retirar la guía y corregir el montaje para restablecer la flexibilidad y la confiabilidad del sistema.

1. Introducción

La interacción entre la maquinaria rotativa y el sistema de tuberías es un factor clave —y frecuentemente subestimado— en el comportamiento vibratorio de equipos críticos. Aunque suele atribuirse el origen de las vibraciones al tren rotativo, en muchos casos la causa raíz está en la tubería: rigidez insuficiente, restricciones térmicas, soportes mal ubicados o cargas externas que superan los límites de API 610. En este contexto, el análisis de flexibilidad se convierte en una herramienta fundamental para comprender la respuesta estructural y cuantificar las cargas transmitidas a la máquina.

La flexibilidad determina la capacidad del sistema para absorber desplazamientos y dilataciones térmicas sin generar esfuerzos excesivos en las boquillas. Cuando esta es deficiente —por rigidez excesiva o restricciones indebidas— se incrementan las vibraciones, se afecta la alineación y se reduce la vida útil de sellos y rodamientos. Estos efectos empeoran cuando existen prácticas de montaje no conformes con

API 686, que pueden introducir cold spring involuntario y generar cargas primarias antes de la operación. El caso de la bomba **SP 2603A** ejemplifica cómo el análisis de flexibilidad permite identificar cambios en la rigidez del sistema, evaluar las cargas transferidas y compararlas con los límites de **API 610**. El estudio evidenció soportes restrictivos y modificaciones de configuración que producían sobrecargas estáticas y térmicas, acompañadas de indicios de cold spring no deseado.

En conjunto, este enfoque demuestra que el análisis de flexibilidad no es solo una etapa de diseño, sino una herramienta de diagnóstico dentro del mantenimiento predictivo. Su aplicación permite anticipar fallas, corregir deficiencias de instalación y optimizar el comportamiento dinámico de equipos críticos, fortaleciendo la integración de criterios de flexibilidad, alineación y buenas prácticas de montaje en la gestión de vibraciones.

2. Caso estudio

La bomba SP2603A luego de ser puesta en servicio presenta cambio notorio en la vibración horizontal respecto a lo que mostraba el mismo equipo cuando operó en la posición B hasta el día 09 de septiembre. Los niveles de amplitud de vibración pasan de 0.14IPS RMS en el punto PCH @3225 RPM a 0.35IPS RMS en el mismo punto en la posición A el día 11 de septiembre de 2025 (esto es, en límite de vibración tolerable). La actividad de vibración es básicamente a la velocidad de giro (1X) con excitación de frecuencia de rodamientos de menor magnitud. La siguiente imagen muestra como las líneas de proceso tienen vibración (en especial la succión) también en el plano horizontal y de una distribución donde disminuye hacia la succión de la bomba para volver a incrementar en esta.



3. Objetivo general

Evaluar las cargas en la boquilla de succión de la bomba SP 2603A inducidas por el sistema de tubería bajo un análisis estático y/o dinámico.

3.1 Objetivos específicos

- ❖ Estimar las frecuencias naturales del sistema en los dos (2) escenarios de montaje (sin anclaje de la SP 2603B y con anclaje de la SP 2603B) bajo el contexto operacional actual de operación de la SP 2603A
- ❖ Identificar soportes que reduzcan los libres desplazamientos por expansión térmica del sistema de tubería y puedan llegar a incrementar las cargas en la boquilla de succión.

- ❖ Evaluar cargas en el sistema bajo la imposición de fuerzas armónicas en la boquilla de succión en los dos (2) escenarios de montaje (sin anclaje de la SP 2603B y con anclaje de la SP 2603B)
- ❖ Evaluar la incidencia de un COLD SPRING en las cargas de la boquilla.

4. Alcance

Se realizará el modelamiento del sistema de tuberías utilizando el software CAESAR II, con el fin de:

- ❖ Determinar la frecuencia natural del sistema actual, como indicador de su rigidez.
- ❖ Evaluar las cargas impuestas en la boquilla por la tubería.
- ❖ Analizar la respuesta dinámica del sistema ante cargas armónicas, incluyendo la frecuencia de oscilación forzada.
- ❖ Identificar la incidencia de un posible COLD SPRING en el comportamiento del sistema.
- ❖ Como resultado del análisis, se entregará:
- ❖ Reporte de simulación detallado.
- ❖ Evaluación técnica de resultados obtenidos.
- ❖ Recomendaciones de aseguramiento y/o acciones de mitigación para garantizar la integridad mecánica del sistema.

5. Metodología

- ❖ Recopilación de información técnica (Planos de diseño de equipos, isométricos de construcción de líneas, Recomendaciones técnicas, historial de falla, etc.)
- ❖ validación dimensional en campo.
- ❖ Construcción de modelo de flexibilidad estático y/o dinámico en CAESAR II
- ❖ Generación de casos de carga y contextos operacionales de interés.
- ❖ Evaluación de cargas y desplazamientos bajo un análisis estático.

- ❖ Cálculo de fuerzas dinámicas producto del desbalance máximo permitido
- ❖ Análisis dinámico tipo armónico con imposición de fuerzas alternantes en boquilla de succión bomba operativa.
- ❖ Evaluación de incidencia de un COLD SPRING en el sistema actual
- ❖ Análisis de resultados
- ❖ Acciones de corrección y aseguramiento

6. Normativas y códigos aplicables

- ❖ ASME B31.3
- ❖ WRC 107/537
- ❖ ASME SECTION VIII DIV 1
- ❖ ASME B16.5

7. Datos de entrada

7.1 Planos de referencia

- ❖ DWG N° 2R-D2-F-404
- ❖ DWG N° B-25561
- ❖ E2610 DATASHEET

7.2 Unidades

IT/Unit	Internal Units	Constant	User Units	IT/Unit	Internal Units	Constant	User Units
Length	inches	25.400000	mm	Fluid Den.	Btu/lbm	1.000000	Btu/lbm
Force	pounds	1.000000	lb	Transl.	Btu/in	1.000000	Btu/in
Mass dynamics	pounds	1.000000	lbm	Heat Unit	inches	1.000000	inches
Moment output	in-lb	1.000000	in-lb	Unit Load	Btu/in	1.000000	Btu/in
		0.000000	in-lb	G Load	g	1.000000	g
Stress	Btu/in	1.000000	Btu/in	Veloc Load	Btu/in	1.000000	Btu/in
Temp Scale	degrees F	1.000000	F	Elevation	inches	25.400000	mm
Pressure	psig	1.000000	Btu/in	Capit Load	inches	25.400000	mm
			Btu/in	Diameter	inches	1.000000	in
Electric Module	Btu/in	1.000000	Btu/in	Thickness	inches	25.400000	mm
Pipe Density	Btu/in	1.000000	Btu/in	Mass			lbm
Insulation Den.	Btu/in	1.000000	Btu/in	Heatrate			BTU

7.3 materiales

Tubería: SA 106 Gr B (Materiales P number 1 Group number 1)

8. Premisas y consideraciones

- ❖ Se asume que la bomba centrífuga No tiene fallas ni problemas de desbalance y que las fuerzas inducidas son producto del desbalance residual permitido según norma ISO 21940
- ❖ Los soportes son modelados como puntos rígidos con factores de fricción de 0.3
- ❖ El Intercambiador E-2610 fue incluido sólo para considerar los desplazamientos

inducidos por expansión térmica y No será objeto de interés.

9. Condiciones operacionales y de diseño

VARIABLE	Operación	Diseño
Temp (°F)	215	243
Presión (psig)	218	265

10. Caesar II input modelo

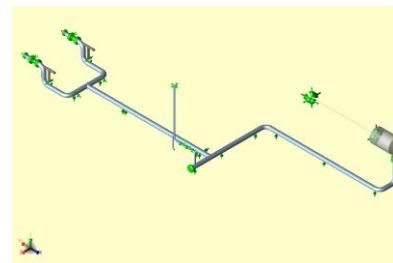
10.1 Convenciones y nomenclatura de los cálculos.

Loads Defined in Input
W - Weight
T1 - Thermal Case #1
T2 - Thermal Case #2
T3 - Thermal Case #3
P1 - Pressure Case #1
P2 - Pressure Case #2
P3 - Pressure Case #3
HP - Hydro. Pressure
WW - Water Filled Weight
WNC - Weight No Contents

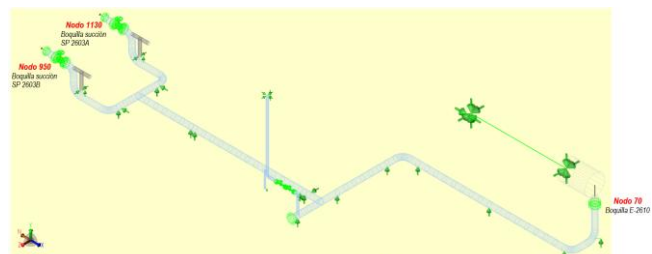
10.2 Casos de carga evaluados

Exclude	Y	Definition	Name	Stress Type	Y
L1		W-W-HP	WIND TEST CASE	WTC	
L2		W-T1-P1	OPERATING CASE CONDITION 1	OPS	
L3		W-T1-P2	ALTERNATE SUSTAINED STRESS BASED ON OPERATING CONDITION 1	SUS	
L4		W-T2-P2	OPERATING CASE CONDITION 2	OPS	
L5		W-P2	ALTERNATE SUSTAINED STRESS BASED ON OPERATING CONDITION 2	SUS	
L6		W-T3-P3	OPERATING CASE CONDITION 3	OPS	
L7		W-P3	ALTERNATE SUSTAINED STRESS BASED ON OPERATING CONDITION 3	SUS	
L8		W-P1	SUSTAINED CASE CONDITION 1	SUS	
L9		W-P2	SUSTAINED CASE CONDITION 2	SUS	
L10		W-P3	SUSTAINED CASE CONDITION 3	SUS	
L11		L2-L3	EXPANSION CASE CONDITION 1	EXP	
L12		L4-L5	EXPANSION CASE CONDITION 2	EXP	
L13		L2-L4	EXPANSION CASE CONDITION 1-2	EXP	
L14		L4-L10	EXPANSION CASE CONDITION 3	EXP	
L15		L2-L4	EXPANSION CASE CONDITION 2-3	EXP	
L16		L4-L6	EXPANSION CASE CONDITION 2-3	EXP	

10.3 Geometría del sistema

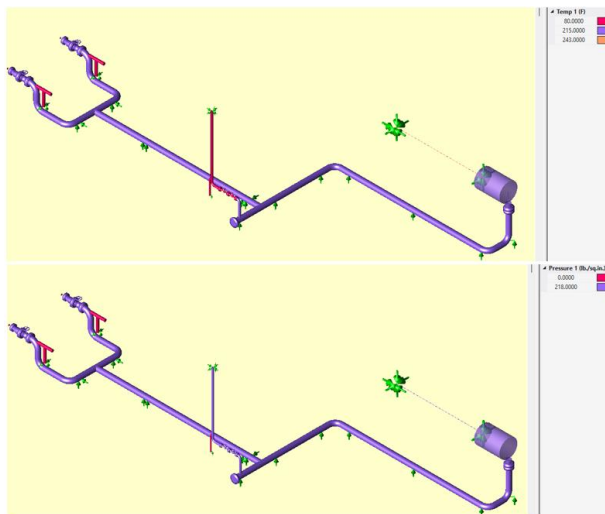


10.4 Nodos más relevantes en la geometría.

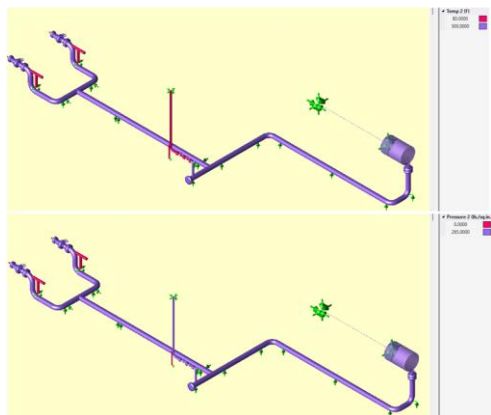


10.5 Casos operacionales evaluados

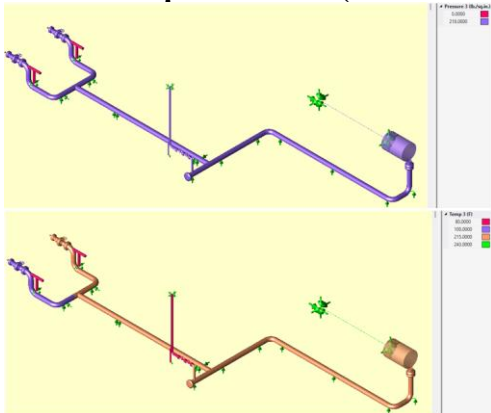
10.5.1 Caso operacional 1



10.5.2 Caso operacional 2



10.5.3 Caso operacional 3 (caso de interés)



11. Cálculo de fuerza por desbalance residual permitido según ISO 21940

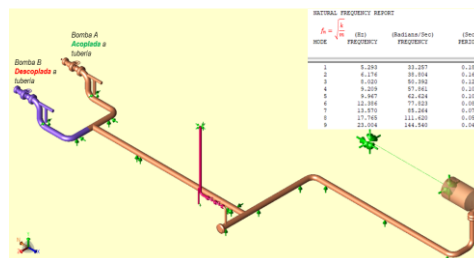
[illegible]

La Carga armónica es despreciable bajo supuestos de masa de rotor y grado de calidad de balance dentro del rango admisible. La velocidad angular en rpm es de 3225 equivalente 53.75 Hz

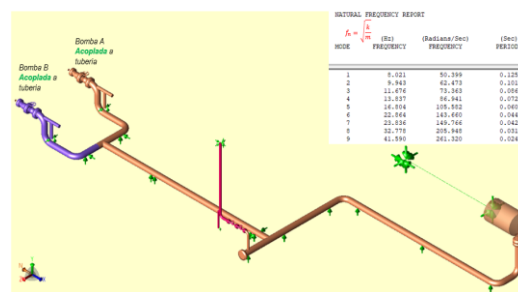
12. Batch run del análisis de flexibilidad

12.1 Frecuencias naturales según configuraciones de ensamble operativo.

12.1.1 Frecuencia de vibración del primer modo (5.293 hz) con bomba SP2603B en taller y línea no soportada.



12.1.2 frecuencia de vibración del primer modo (8.021 Hz) con bombas acopladas a sistema de tubería.



12.2 STRESS SUMMARY

Load Cases Analyzed	Standard Reports
1 (HYD) WW+HP	Displacements
2 (OPE) W+T1+P1	Restraints
3 (Alt-SUS) W+P1	Restraints Extended
4 (OPE) W+T2+P2	Local Restraints
5 (Alt-SUS) W+P2	Restraint Summary
6 (OPE) W+T3+P3	Restraint Summary Extended
7 (Alt-SUS) W+P3	Nozzle Check
8 (SUS) W+P1	Flange Peq
9 (SUS) W+P2	Flange NC-3558.3
10 (SUS) W+P3	Global Element Forces
11 (EXP) L11=L2-L8	Global Element Forces Extended
12 (EXP) L12=L4-L9	Stresses
13 (EXP) L13=L2-L4	Stresses Extended (Legacy)
14 (EXP) L14=L6-L10	Stress Summary (Legacy)
15 (EXP) L15=L2-L6	Code Compliance
16 (EXP) L16=L4-L6	

12.3 Stress summary según configuraciones de ensamble operativo.

12.3.1 Stress en tubería con bomba SP2603B en taller y línea no soportada.

CODE STRESS CHECK PASSED	: LOADCASE 10 (SUS) W+P3
Highest Stresses: (lb./sq.in.)	LOADCASE 10 (SUS) W+P3
Ratio (%)	45.9 @Node 850
Code Stress:	9193.6 Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress:	4030.2 @Node 30
Bending Stress:	6580.3 @Node 850
Torsion Stress:	428.7 @Node 810
Hoop Stress:	8168.5 @Node 30
Max Stress Intensity:	9193.6 @Node 850
CODE STRESS CHECK PASSED	: LOADCASE 14 (EXP) L14=L6-L10
Highest Stresses: (lb./sq.in.)	LOADCASE 14 (EXP) L14=L6-L10
Ratio (%)	30.4 @Node 1100
Code Stress:	14309.1 Allowable Stress: 47054.2
Axial Stress:	1279.9 @Node 1100
Bending Stress:	12433.7 @Node 1100
Torsion Stress:	986.4 @Node 1140
Hoop Stress:	0.0 @Node 20
Max Stress Intensity:	17296.4 @Node 1100

12.3.2 Stress en tubería con bomba SP2603B acoplada a sistema de tubería.

CODE STRESS CHECK PASSED	: LOADCASE 10 (SUS) W+P3
Highest Stresses: (lb./sq.in.)	LOADCASE 10 (SUS) W+P3
Ratio (%)	20.6 @Node 20
Code Stress:	4111.5 Allowable Stress: 20000.0
Axial Stress:	4030.2 @Node 30
Bending Stress:	1071.8 @Node 920
Torsion Stress:	24.0 @Node 100
Hoop Stress:	8168.5 @Node 30
Max Stress Intensity:	8496.9 @Node 30
CODE STRESS CHECK PASSED	: LOADCASE 14 (EXP) L14=L6-L10
Highest Stresses: (lb./sq.in.)	LOADCASE 14 (EXP) L14=L6-L10
Ratio (%)	31.6 @Node 1100
Code Stress:	14881.9 Allowable Stress: 47098.7
Axial Stress:	1509.7 @Node 1100
Bending Stress:	12728.2 @Node 1100
Torsion Stress:	840.3 @Node 1140
Hoop Stress:	0.0 @Node 20
Max Stress Intensity:	17902.2 @Node 1100

12.4 Restrain summary nodo 1130 (boquilla succion sp 2603a) según configuraciones de ensamble operativo.

12.4.1 Restrain load nodo 1130 en tubería con bomba SP2603B en taller y línea no soportada.

1130	TYPE=Rigid ANC:	4179	-846	1606.3	4182.3	8091.6
6 (OPE)	-6470	-11	-8	-81.8	72.9	-811.7
10 (SUS)	-6467	4640	-838	1689.1	4109.4	8903.2
14 (EXP)	-6470/L6	4640/L14	-846/L6	1689.1/L14	4182.3/L6	8903.2/L14
MAX						

12.4.2 Restrain load nodo 1130 con bombas acoplada a sistema de tubería.

1130	TYPE=Rigid ANC:	4932	-722	1298.1	3629.1	9180.9
6 (OPE)	-7674	-31	-0	-7.0	5.3	-794.7
10 (SUS)	-7643	5386	-722	1305.1	3623.9	9975.6
14 (EXP)	-7674/L6	5386/L14	-722/L6	1305.1/L14	3629.1/L6	9975.6/L14
MAX						

12.5 Cargas admisibles en boquilla de bomba según api 610

Para las cargas máx. admisibles se tiene en cuenta el numeral 6.3.3 de API 610 el cual establece que el casing debe ser diseñado para soportar dos veces la carga admisible referenciada en la tabla 5.

6.3.3 The pressure casing shall be designed to

- a) operate without leakage or internal contact between rotating and stationary components while subject simultaneously to the MAWP (and maximum operating temperature) and the worst-case combination of twice the allowable nozzle loads of Table 5 applied through each nozzle;

Table 5—Nozzle Loadings	
Nozzle-loading Force as a Function of Flange Size—USC Units	
Location/Orientation	Nominal Size of Flange (NPS)
	5/2 3 4 6 8 10 12 14 16
Each top nozzle	
F_x	160 240 320 560 850 1200 1500 1600 1900
F_y	130 200 260 460 700 1000 1200 1300 1500
F_z	200 300 400 700 1100 1500 1800 2000 2300
F_R	290 430 570 1010 1560 2200 2600 2900 3300
Each side nozzle	
F_x	160 240 320 560 850 1200 1500 1600 1900
F_y	200 300 400 700 1100 1500 1800 2000 2300
F_z	130 200 260 460 700 1000 1200 1300 1500
F_R	290 430 570 1010 1560 2200 2600 2900 3300
Each end nozzle	
Eje X	200 300 400 700 1100 1500 1800 2000 2300
Eje Z	160 240 320 560 850 1200 1500 1600 1900
Eje Y	130 200 260 460 700 1000 1200 1300 1500
F_R	290 430 570 1010 1560 2200 2600 2900 3300
Moment	
ft-lbf	
Each nozzle	
Eje X	340 700 980 1700 2600 3700 4500 4700 5400
Eje Y	170 350 500 870 1300 1800 2200 2300 2700
Eje Z	260 530 740 1300 1900 2800 3400 3500 4000
M_R	460 950 1330 2310 3500 5000 6100 6300 7200

NOTE 1 See Figure 21 through Figure 25 for orientation of nozzle loads (X, Y, and Z).

NOTE 2 Each value shown above indicates range from minus that value to plus that value; e.g. 160 indicates a range from -160 to +160.

Partiendo de ello, las cargas admisibles máximas son:

Cargas admisibles por API 610 x 2					
FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
2200	1700	1400	5200	2600	3800

12.5.1 Carga en boquilla SP2603A caso operacional 3 (sus; exp; ope) bajo esquema actual



Caso de carga	Nodo	FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
OPE		-7674	493 2	-722	1298.1	3629.1	9180.9
SUS	1130	-31	-454	0	-7	5.3	-794.7
EXP		-7643	538 6	-722	1305.1	3623.9	9975.6

12.6 Carga en boquilla E2610 (nodo 70)

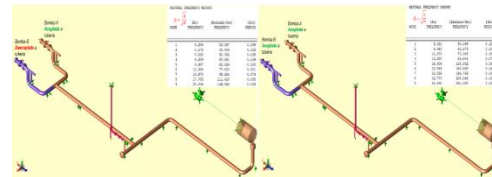
Caso de carga	Nodo	FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
OPE		-	-847	335	757.9	528.6	1109.6
SUS	70	2	270	6	12.6	9.3	-53.6
EXP		-	-1117	329	745.3	519.3	-1056

Cargas admisibles por API 660						
FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft	
2280	1820	2280	4510	7300	5730	

13. Análisis de resultados y consideraciones

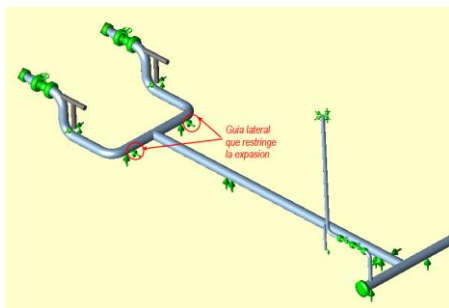
- El perfil de vibraciones tomado y registrado el 11 de septiembre en la SP 2603A NO debería ser comparado con los datos vibratorios de esa misma bomba ubicada en el punto B. Esto debido a que el registro es tomado en un escenario en el que el sistema tiene una rigidez diferente. La primera frecuencia natural que registra el sistema de tubería con las dos bombas conectadas a sus respectivas bridas es de 8.021 Hz mientras que cuando se retira del sitio la SP 2603B y solo permanece conectada la SP 2603A dicha frecuencia disminuye a 5.293Hz. Si se tiene en cuenta que la frecuencia natural tiene una relación directa con la rigidez e inversa con su masa y además las fronteras de análisis van hasta la cara de la brida de conexión de la boquilla en ambos escenarios, se puede

afirmar que la matriz de masa es inalterada y que un cambio en la frecuencia se debe exclusivamente a un cambio en la matriz de rigidez para sistemas subamortiguados (la mayoría de los casos). Tener presente que la relación entre la fuerza, el desplazamiento y la rigidez puede expresarse para sistemas de un grado de libertad como $F/K=X$ de tal forma que se pueda apreciar la incidencia de la rigidez en el desplazamiento y conceptualizar la física. Bajo una misma carga unitaria aplicada en un sistema de menor rigidez los desplazamientos se amplificarán sin ni siquiera contemplar la incidencia inercial (factor dinámico de carga).



- El sistema presenta una frecuencia natural para el primer modo de vibración mayor a 5Hz en todos los escenarios evaluados, lo cual se considera una estructura rígida. Adicionalmente, los primeros modos (9) los cuales presentan los mayores factores participación de masa modal están “lejos” de la frecuencia de excitación forzada (53.75 Hz) inducida por la fuerza que origina el desbalance residual del rotor a la velocidad de oscilación del equipo, esto que implica que la respuesta del sistema seguirá siendo cuasi estática y No estará amplificada $\Delta d/\Delta s \approx 1$ por el efecto inercial. Basado en ello, el análisis de flexibilidad será netamente estático lineal ya que las cargas dinámicas tendrán una respuesta en el sistema equivalente a la inducida por una carga estático.
- Las cargas en la boquilla de succión de la bomba SP 2603A inducidas por expansión

térmica supera los valores admisibles de API 610. Se identifica una guía lateral -x que está restringiendo la libre expansión de la sección de tubería conectada a la boquilla de succión. Esta guía debe ser retirada para mejorar la flexibilidad del sistema. Esta acción reducirá las cargas en la boquilla por debajo del límite admisible. Sin embargo, se debe tener en cuenta que las cargas por expansión térmica son autolimitadas, una vez que se alcanzan zonas que superan el límite de fluencia estas disminuyen a expensas del flujo plástico localizado del material, caso contrario ocurre con las cargas sostenidas (primarias) las cuales No desaparecen con la plasticidad. El cold spring es considerado una carga primaria y es supremamente relevante en la fase de montaje del equipo.



- ❖ El numeral 4.6 de API 686 define los requerimientos de alineación de tubería para instalación de maquinaria, valores por encima sugieren la aplicación de cargas externas primarias que precargan la boquilla antes que el sistema inicie su operación, a estas cargas aplicadas en frío y que tienden a precargar el sistema se les conoce como COLD SPRING.

4.6 Piping Alignment Requirements

4.6.1 Flanges of connecting piping shall not be sprung into position.

NOTE If the following criteria are met there is typically little difficulty in meeting shaft deflection requirements.

4.6.2 Pipe flange bolt holes shall be lined up with machinery nozzle bolt holes within 1.5 mm ($\frac{1}{16}$ in.) maximum offset from the center of the bolt hole to permit insertion of bolts without applying any external force to the piping.

NOTE The intent of this requirement is to ensure that flange bolts can be easily installed without the application of external force.

4.6.3 The machine and piping flange faces shall be parallel to less than 10 micrometers per centimeter (0.001 in. per in.) of pipe flange outer diameter up to a maximum of 750 micrometers (0.030 in.). For piping flange outer diameters smaller than 25 cm (10 in.), the flanges shall be parallel to 250 micrometers (0.010 in.) or less. For special-purpose machinery, pipe to machinery flange spacing measurements shall be recorded on the Piping alignment datasheet shown in Figure B.4. For raised face flanges, feeler gauge readings shall be taken at the raised face. For flat faced flanges, feeler gauge readings shall be taken at the flange outside diameter.

4.6.4 Flange face separation shall be within the gasket spacing ± 1.5 mm ($\frac{1}{16}$ in.). Only one gasket per flanged connection shall be used.

A manera de ejemplo y con el fin de magnificar el impacto de un COLD SPRING hipotético en una boquilla, se va a liberar el anclaje de la boquilla de la SP 2603A y se impondrá un desplazamiento de 1/8" en el eje Z y el eje Y en los casos de carga sostenido y operacional. Esto permitirá determinar las fuerzas requeridas para promover dichos desplazamientos (precarga) las cuales determinan la carga residual en frío "COLD SPRING". Finalmente, se comprarán las cargas en la boquilla nodo 1130 con y sin COLD SPRING.

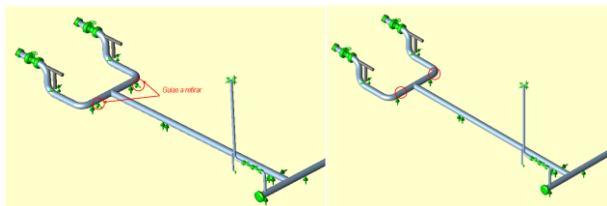
Nota: Existen muchas combinaciones de magnitud, dirección y sentido de precarga cuya combinación podría generar el peor caso de carga combinada, el caso de ejemplo es una combinación random a manera ilustrativa.

CASO DE CARGA SIN COLD SPRING							
Caso de carga	Nodo	FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
OPE		-7674	4932	-722	1298.1	3629.1	9180.9
SUS	1130	-31	-454	0	-7	5.3	-794.7
EXP		-7643	5386	-722	1305.1	3623.9	9975.6

CASO DE CARGA CON COLD SPRING							
Caso de carga	Nodo	FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
OPE		-7693	6297	-1960	1292.1	3621.7	9198.6
SUS	1130	-31	899	-1240	-7	5.3	-794.7
EXP		-7662	5398	-720	1299.2	3616.4	9993.3

14. Acciones de corrección y aseguramiento

14.1 retirar las guías laterales que impiden la libre dilatación de la línea de succión. Esta acción reducirá las cargas en la boquilla por debajo del límite admisible.



CASO DE CARGA EN BOQUILLA AL RETIRAR GUIA -X

Caso de carga	Nodo	FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft
OPE		-1153	646	-307	492.3	1986.8	2670.5
SUS	1130	-31	-454	0	-7	5.3	-794.7
EXP		-1357	1175	-230	439.5	1023.5	3097.8

Cargas admisibles por API 610 x 2						
FX, lbf	FY, lbf	FZ, lbf	MX, lbf-ft	MY, lbf-ft	MZ, lbf-ft	
2200	1700	1400	5200	2600	3800	

14.2 Asegurar el montaje del equipo sin cold spring y que las tolerancias de instalación estén dentro de los lineamientos de API 686. Incrementos de carga en la boquilla promueven “excentricidades” en el rotor, Aumento en las cargas de contacto, generación de calor, disminución de viscosidad de películas lubricantes, disminución de amortiguamiento e incremento de fuerzas dinámicas. El aumento de fuerzas implica incremento de desplazamientos, deformaciones y tensiones en el sistema.

REFERENCIAS

[1] American Petroleum Institute, API Standard 610: Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries, 12th ed., Jan. 2021. Accessed: Feb. 16, 2026.

[2] American Petroleum Institute, API RP 686: Machinery Installation and Installation Design, 2nd ed., reaffirmed 2024, Errata 1 (Jan. 2025). Accessed: Feb. 16, 2026.

[3] L.-C. Peng and T.-L. Peng, Pipe Stress Engineering. ASME Press, 2009. Accessed: Feb. 16, 2026.

[4] American Petroleum Institute, API Publications Catalog 2025, API Global Industry Services. Accessed: Feb. 16, 2026.

Manuel Antonio Quintero Alba, Ingeniero metalúrgico Cuenta con certificación como inspector API 570, inspector API 510 e inspector API 653, nivel 2 en END por métodos de líquidos penetrantes y ultrasonido industrial, con experiencia en confiabilidad, soporte técnico, inspección de integridad mecánica de equipos estáticos, gestión de activos, mantenimiento de plantas industriales, gestión y manejo de proyectos, planeación, aseguramiento de calidad, supervisión de trabajos metalmecánicos y montajes. Actualmente vinculado al departamento de inspección e integridad de equipo estacionario de la GRB como ing. de confiabilidad e integridad.

Julio Andres Moncada Garcia ingeniero mecánico, especialista en mantenimiento industrial, especialista en simulación computacional y magister en ingeniería de confiabilidad y gestión de activos. Se desempeña como analista de esfuerzos de sistemas de tubería y analista de diseño mecánico de equipo estacionario bajo código Asme Section VIII div 1 en la refinería de Barrancabermeja, Ecopetrol. Cuenta con las siguientes certificaciones Internacionales, Analista de vibraciones mecánicas ISO 18436-2 Cat 3, inspector API 570, inspector API 510 e inspector API 653. Actualmente vinculado al departamento de inspección e integridad de equipo estacionario de la GRB como ing. de mantenimiento y confiabilidad B en el área de incorporación de equipo estático.

❖ Manuel Antonio Quintero Alba

Cel: 3112802983

Mail: manuel.quintero@ecopetrol.com.co

Ciudad: Barrancabermeja/ Santander

País: Colombia

❖ Julio Andres Moncada Garcia

Cel: 3004899796

Mail: julioan.moncada@ecopetrol.com.co

Ciudad: Barrancabermeja/ Santander

País: Colombia