DOI 10.51558/2303-5161.2025.13.13.77 Naučni rad

POBOLJŠANJE RADA DUBINSKE PUMPE NA KLIPNIM ŠIPKAMA MODIFIKACIJOM POTISNOG VENTILA

*Adnan Hodžić, **Sanel Nuhanović, ***Dino Jovanović-Sovtić

**Prof. Adnan Hodzić, University of Tuzla, Faculty of Mining, Geology and Civil Enginnering, Urfeta Vejzagica 2, Tuzla, Bosnia and Herzegovina, adnan.hodzic@untz.ba*
***Prof. Sanel Nuhanović, University of Tuzla, Faculty of Mining, Geology and Civil Enginnering, Urfeta Vejzagica 2, Tuzla, Bosnia and Herzegovina, sanel.nuhanovic@untz.ba*
****Mr. Dino Jovanović-Sovtić, NIS Srbija, Novi Sad, dinojovanovicsovtic@gmail.com*

Sažetak

Već dugi period tokom istorije proizvodnje nafte, dubinske pumpe na klipnim šipkama su prvi, a u mnogim slučajevima i jedini izbor kada su u pitanju mehaničke metode eksploatacije. Pravilan odabir svakog pojedinačnog elementa sistema omogućava optimizaciju koja sa sobom povlači benefite u vidu povećavanja efikasnosti i smanjenja troškova proizvodnje. Trenutno primijeenjeni sistem dubinskih pumpi na klipnim šipkama na ležištu „T“ obezbjeđuje stabilnu proizvodnju i realizaciju godišnjih planova proizvodnje bez većih problema. U ovom radu je prikazan način optimizacije sistema za mehaničku metodu eksploatacije dubinskim pumpama na klipnim šipkama. Urađen je proračun za 2 bušotine sa najmanjom efikasnošću rada pumpe, kako bi se definisala primjena novog sistema dubinskih pumpi sa izmijenjenim tehničkim karakteristikama (dupli potisni ventil).
Ugradnjom dubinske pumpe sa izmijenjenim tehničkim karakteristikama pri remontu, ove dvije bušotine pokazale su i značajno poboljšanje u dužini trajanja međuremontnog perioda.
Ključne riječi: dubinska pumpa, optimizacija, proračun opreme, potisni ventil

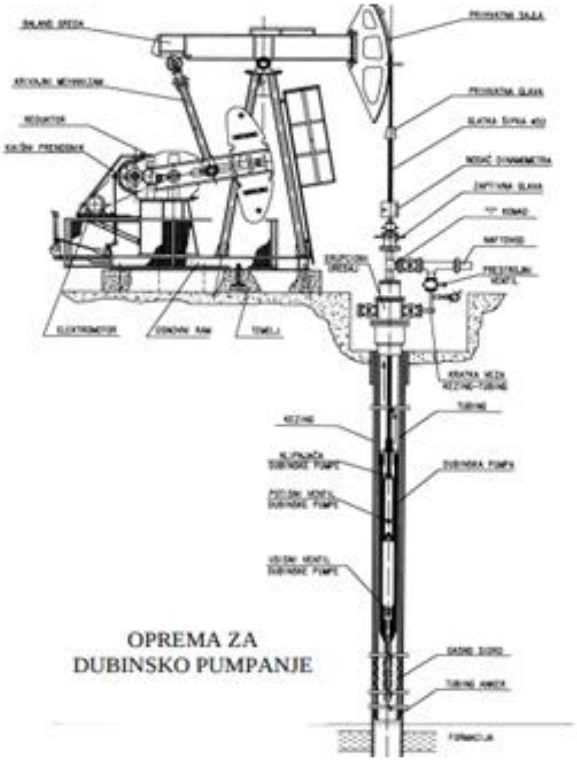
UVOD

Nafta se u ležištu nalazi pod određenim pritiskom, koji omogućava kretanje fluida iz ležišta u bušotinu i dalje kroz proizvodni sistem, do površine terena. Kada je ležišna energija do te mjere oslabljena, da ležišni pritisak više nije dovoljan za omogućavanje protoka fluida kroz bušotinu, naftovod i površinsku opremu, tj. kada je proizvodnja dostigla minimalnu ekonomski isplativu vrijednost, neophodno je obezbijediti dodatnu energiju za nastavak eksploatacije. Ako se proizvodnja fluida ostvaruje uz korišćenje dodatne energije, takva metoda eksploatacije naziva se mehaničkom.
Već dugi period tokom istorije proizvodnje nafte, dubinske pumpe na klipnim šipkama su prvi i, u mnogim slučajevima, jedini izbor kada su u pitanju mehaničke metode eksploatacije. Ovo je razlog zbog čega je dubinsko pumpanje na klipnim šipkama najstariji i najkorišteniji tip mehaničkih metoda eksploatacije nafte širom svijeta. Genaralno, oko dve trećine svih proizvodnih bušotina u svijetu koriste ovu metodu za dobivanje fluida.
U prvom dijelu rada prikazana je podzemna i nadzemna oprema dubinske pumpe i opisan je rad cjelokupnog postrojenja, dok je u drugom dijelu u bušotinama ležišta „T“, a u cilju poboljšanja njegovog iskorištenja urađena analiza rada postojeće opreme, kao i proračuni

pomoću softvera „RODSTAR“, kojima će se definisati primjena novog sistema dubinskih pumpi sa duplim potisnim ventilom na izabranom ležištu.

1. SISTEM ZA DUBINSKO PUMPANJE NA KLIPNIM ŠIPKAMA

Mehanički način proizvodnje nafte dubinskim pumpama na klipnim šipkama, koji je prikazan na slici 1, najstariji je način dobivanja fluida iz bušotina na površinu, a ujedno je i najrašireniji u praksi u svijetu (preko 80 %). Osnovni princip rada dubinske pumpe zasniva se na prenosu pogonske energije sa površine do nivoa uranjanja dubinske pumpe mehaničkim načinom, odnosno klipnim šipkama. Dubinska pumpa, transformacijom mehaničkog rada u potencijalnu energiju, podiže pritisak fluida. Pritisak pri kom fluid iz ležišta ulazi u pumpu naziva se usisni pritisak, a pritisak na izlazu fluida iz pumpe je potisni pritisak. Razlika potisnog i usisnog pritiska naziva se pritisak pumpanja i on upravo prestavlja povećanje potencijalne energije fluida.

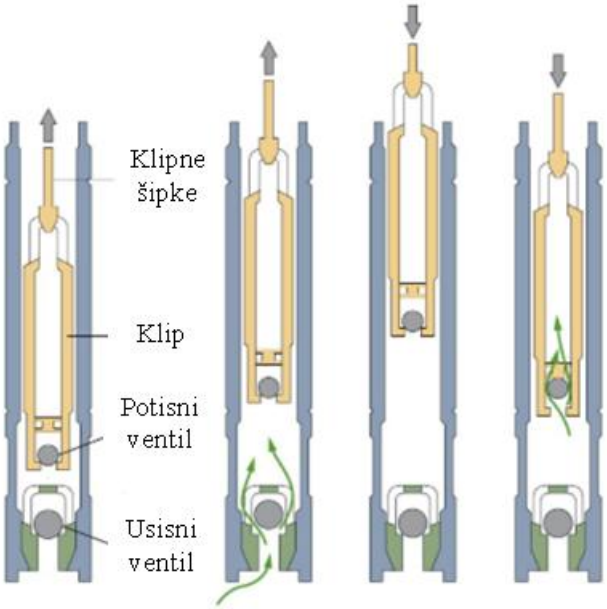


Slika 1. Komponente konvencionalnog sistema za dubinsko pumpanje na klipnim šipkama [1]

1.1. Radni ciklus dubinske pumpe

Naizmjenično kretanje klipnih šipki u bušotini izazvano je kretanjem glatke šipke na površini, a klipne šipke, prilikom kretanja, primoravaju klip da se i on naizmjenično kreće kroz cilindar. Ciklus počinje kada klip krene da se podiže sa dna cilindra. Kako se klip podiže, razlika u zapremini između usisnog i potisnog ventila raste, izazivajući ekspanziju fluida koji se nalazi u cilindru i pri tome se smanjuje pritisak u cilindru pumpe. Pad prtitiska izaziva zatvaranje potisnog ventila, i ekspanzioni ciklus se nastavlja sve dok pritisak ne padne ispod usisnog

pritiska. Kada usisni pritisak prevaziđe pritisak unutar cilindra, kuglica na usisnom ventilu se podiže iz usisnog ventila.
Tada fluid, koji se nalazi u bušotini, ulazi u cilindar kroz usisni ventil i puni prostor, pri čemu se klip podiže ka gore. Ovo predstavlja usisni dio ciklusa, tokom kog pritisak ispod klipa i pritisak potisa ostaju konstantni, a oni su jednaki razlici usisnog pritiska i pada pritiska kroz kućište usisnog ventila (sedište, kuglica i sklop). Na samom vrhu cilindra klip mijenja kretanje i počinje da se kreće prema usisnom ventilu, što izaziva smanjenje zapremine u cilindru između usisnog i potisnog ventila i fluid se unutar cilindra komprimira, što izaziva povećanje pritiska unutar pumpe. Reversni protok i povećanje u pritisku primoravaju usisni ventil da se zatvori i kompresioni ciklus se nastavlja sve dok pritisak unutar cilindra ne prevaziđe pritisak iznad potisnog ventila. Tada se potisni ventil otvara i klip se kreće ka dole, kroz fluid koji se nalazi u cilindru pumpe. Ovaj dio se naziva dio pražnjenja pumpnog sistema, tokom kog pritisak unutar cilindra ostaje konstantan, a jednak je je zbiru pritiska pražnjenja i pritiska potrebnog za kretanje fluida kroz potisni ventil i unutrašnjost klipa.
Pri ciklusu pražnjenja klip se kreće ka dnu cilindra. Veza između distance koju pređe klip i promjene u pritisku izazvane fluidom unutar pumpe zavisi od kompresibiliteta smješe fluida koja se nalazi unutar cilindra. Ako je fluid skoro nekompresibilan, tada vrlo mala promjena u zapremini, zbog malog kretanja klipa, izaziva velike promene u pritisku. U slučaju da je fluid više kompresibilan (mješavina gasa i tečnosti), promjena u zapremini je potrebna za opadanje ili povećavanje pritiska, odnosno zatvaranje i otvaranje ventila. Ta potrebna zapremina se postiže jedino kroz povećano kretanje kroz cilindar (slika 2).



Slika 2. Prikaz ekspanzije, usisnog ciklusa, kompresije i potisnog ciklusa [2]

1.2. Ventili dubinske pumpe (usisni/potisni)

Usisni ventil (slika 3.) dubinske pumpe ugrađuje se na dnu cilindra, a konstruisan je tako da radi na pricncipu kuglice i sjedišta. Uloga mu je da, pri hodu klipa prema gore, dopušta punjenje cilindra fluidom iz ležišta, odnosno da sprečava njegov povratak, pri hodu klipa prema dole. Zbog izloženosti kuglice udaru o sedište i kuglica i sedište su specijalne konstrukcije i izrađeni

su od visokolegiranog čelika sa specijalnom obradom površina. To je vrlo važno, jer svako malo oštećenje ili promena oblika rezultira propuštanjem, a time i smanjenjem učinkovitosti procesa pumpanja. Za nove ventile rezličitih prečnika otklon oblika kuglice od idealne sferičnosti ne smije biti veći od 1 do 4 μm. [5,18].

Slika 3. Konstrukcija usisnog ventila [5]

Analogno usisnom, i potisni ventil (slika 4.) djeluje na principu kuglice i sedišta. Uloga mu je da pri hodu klipa prema dole dopušta prolaz tečnosti iz cilindra u klip, a pri hodu klipa prema gore ne dopušta povratak [5]. Kod potisnog ventila, također, postoji opcija ugradnje duplog ventila. Navedeni benefiti ugradnje takve konstrukcije važe i za potisni ventil, sa tim da su, u slučaju ugradnje duplog potisnog ventila, kada pumpa radi bez nivoa („fluid pound“), kuglica i sjedište gornjeg ventila zaštićeni od mehaničkog oštećenja prilikom nagle promjene pritiska prilikom udara cilindra pumpe u fluid. Također, ovakva konstrukcija potisnog ventila sprečava pojavu „gas lock-a“, time što težinu stuba fluida drži gornji potisni ventil i time omogućava lakše otvaranje donjeg potisnog ventila. Sve što je navedeno za usisni ventil, s obzirom na uslove rada, vrijedi i za potisni ventil.

Slika 4. Konstrukcija potisnog ventila [5]

2. ANALIZA PROIZVODNJE NAFTE POSTOJEĆIM TIPOM DUBINSKIH PUMPI NA KLIPNIM ŠIPKAMA U BUŠOTINAMA LEŽIŠTA „T"

Trenutno primijenjeni sistem dubinskih pumpi na klipnim šipkama na ležištu „T" obezbjeđuje stabilnu proizvodnju i realizaciju godišnjih planova proizvodnje bez većih problema. Međutim, u cilju optimizacije sistema za mehaničku metodu eksploatacije dubinskim pumpama na klipnim šipkama u bušotinama ležišta „T", neophodno je uraditi analizu rada postojeće opreme na bušotinama kandidatima, a zatim uraditi proračune kojima će se definisati primjena novog sistema dubinskih pumpi sa duplim potisnim ventilom na ležištu. Sve bušotine naftnog ležišta „T" opremljene su dubinskim pumpama na klipnim šipkama sa gornjim ili donjim mehaničkim usijedanjem. Fond bušotina za analizu, za odabir kandidata za ugradnju dubinske pumpe na klipnim šipkama sa izmijenjenim tehničkim karakteristikama, bio je sačinjen od bušotina opremljenih sa dubinskim pumpama na klipnim šipkama sa gornjim mehaničkim usijedanjem, jer su se pumpe sa donjim mehaničkim usijedanjem pokazale kao veoma efikasan sistem pumpanja. Urađen je proračun sistema za dubinsko pumpanje za odabrani fond bušotina ležišta „T" koje su se u datom momentu nalazile u radu. Proračun je urađen softverom američke kompanije „Theta" pod nazivom „RODSTAR". Rezultati proračuna za bušotinu T-016 su prikazani na slikama 5 i 7.

RODSTAR 2018 REL 1
© Theta Oilfield Services, Inc. (gotheta.com)
NTC NIS - Naftagas

Company:NIS
Well:NN-016
Disk file:tt-016.rsdx
Comment:

INPUT DATA

Strokes per minute:	6.5	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24.0	(m from surface):	1600
Tubing pres. (kPa):	500	(m over pump):	400
Casing pres. (kPa):	10	Stuf.box fr. (N):	445
		Pol. rod. diam.	1.25" (31.8 mm)

Fluid Properties

Water cut:	62%
Water sp. gravity:	1.011
Oil density (g/cm³):	0.89
Fluid sp. gravity:	0.9646

Motor & Power Meter

Power meter	Detent
Elect. cost:	$.06/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit:API 7.8

API Size:C-160-175-86 (Unit ID CUSTOM)	
Crank hole number:	# 3 (out of 4)
Calculated stroke length (cm):	188
Crank rotation with well to right:	CCW
Max. cb moment (N-m):	Unknown
Structural unbalance (N):	220
Crank offset angle (degrees):	0.0

Tubing And Pump Information

Tubing O.D. (mm):	73.025	Upstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Tubing I.D. (mm):	62.001	Dnstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Pump depth (m):	2000	Tub.anch.depth (m):	2000
Pump conditions:	gas intf.		
Pump type:	Insert	Pump efficiency/fillage:	45% / 95%
Plunger size (mm):	31.8	Pump friction (N):	890

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 67% GRADE: C)

Production rate (m³/D):	4.9	Peak pol. pod load (N):	70336
Oil production (m³/D):	1.9	Min. pol. rod load (N):	38301
Strokes per minute:	6.5	MPRL/PPRL:	0.545
System eff. (Motor-> Pump):	17%	Unit struct. loading:	90%
Permissible Load Power (kW):	9.6	PRHP / PLHP:	0.32
Fluid load on pump (N):	12586	Buoyant rod weight (N):	47051
Fluid level tvd (m from surface):	1599.4	N/No: .163 , Fo/SKr: .203	
Pol. Rod Power (kW):	3.1		

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)
NEMA D motor:	10 HP
Single/double cyl. engine:	10 HP
Multicylinder Engine:	10 HP
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)

Peak g'box torq.(N-m):	17896
Gearbox loading:	99%
Cyclic load factor:	1.684
Max. cb moment (N-m):	51054.98
Counterbalance effect(N):	56654
Daily electr.use (Kwh/Day):	123
Monthly electric bill:	$226
Electr.cost per m³ fluid:	$1.515
Electr.cost per m³ oil:	$3.987

Tubing, Pump And Plunger Calculations

Tubing stretch (cm):	.0
Prod. loss due to tubing stretch (m³/D):	.0
Gross pump stroke (cm):	153.8
Pump spacing (cm from bottom):	50.0
Minimum pump length (m):	4.3
Recommended plunger length (m):	1.5

Rod string design / Rod string stress analysis (service factor: 0.9)

Diameter (mm)	Rod Grade	Length (m)	Min. Ten. Str. (kPa)	Fric. Coeff	Stress Load %	Top Maximum Stress (kPa)	Top Minimum Stress (kPa)	Bot. Minimum Stress (kPa)	# Guides/Rod
22.2	TEN D Alloy	684	827371	0.2	58.7%	180155	99874	56631	0
19.1	TEN D Alloy	110	827371	0.2	59.5%	163018	74053	68323	0
19.1	TEN D Alloy	73	827371	0.4	55.7%	149741	63622	63984	3
19.1	TEN D Alloy	1133	827371	0.2	52.5%	141273	58881	-3121	0

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

Slika 5. Rezultati proračuna za bušotinu T-016 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)

RODSTAR 2018 REL 1
© Theta Oilfield Services, Inc. (gotheta.com)
NTC NIS - Naftagas

Company:NIS
Well:TT-061
Disk file:TT-061.rsdx
Comment:

INPUT DATA

Strokes per minute:	6.1	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24.0	(m from surface):	1550
Tubing pres. (kPa):	600	(m over pump):	303
Casing pres. (kPa):	10	Stuf.box fr. (N):	445
		Pol. rod. diam.	1.25" (31.8 mm)

Fluid Properties

Water cut:	78%
Water sp. gravity:	1.011
Oil density (g/cm³):	0.89
Fluid sp. gravity:	0.9842

Motor & Power Meter

Power meter	Detent
Elect. cost:	$.06/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit:UP90

API Size:C-310-202-118 (Unit ID CUSTOM)

Crank hole number:	# 4 (out of 5)
Calculated stroke length (cm):	248.8
Crank rotation with well to right:	CCW
Max. cb moment (N-m):	Unknown
Structural unbalance (N):	1120
Crank offset angle (degrees):	0.0

Tubing And Pump Information

Tubing O.D. (mm):	73.025	Upstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Tubing I.D. (mm):	62.001	Dnstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Pump depth (m):	1853	Tub.anch.depth (m):	1853
Pump conditions:	gas intf.		
Pump type:	Insert	Pump efficiency/fillage:	41% / 95%
Plunger size (mm):	38.1	Pump friction (N):	890

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 75% GRADE: B-)

Production rate (m³/D):	7.5	Peak pol. pod load (N):	77223
Oil production (m³/D):	1.7	Min. pol. rod load (N):	32956
Strokes per minute:	6.1	MPRL/PPRL:	0.427
System eff. (Motor->Pump):	16%	Unit struct. loading:	86%
Permissible Load Power (kW):	16.8	PRHP / PLHP:	0.32
Fluid load on pump (N):	18012	Buoyant rod weight (N):	44136
Fluid level tvd (m from surface):	1548.8	N/No: .153 , Fo/SKr: .201	
Pol. Rod Power (kW):	5.4		

Required prime mover size (speed var. not included) — BALANCED (Min Torq)

NEMA D motor:	15 HP
Single/double cyl. engine:	15 HP
Multicylinder Engine:	15 HP

Torque analysis and electricity consumption — BALANCED (Min Torq)

Peak g'box torq.(N-m):	32187
Gearbox loading:	92%
Cyclic load factor:	1.606
Max. cb moment (N-m):	67221.17
Counterbalance effect(N):	59046
Daily electr.use (Kwh/Day):	205
Monthly electric bill:	$375
Electr.cost per m³ fluid:	$1.601
Electr.cost per m³ oil:	$7.277

Tubing, Pump And Plunger Calculations

Tubing stretch (cm):	.0
Prod. loss due to tubing stretch (m³/D):	.0
Gross pump stroke (cm):	195.6
Pump spacing (cm from bottom):	46.3
Minimum pump length (m):	4.9
Recommended plunger length (m):	1.5

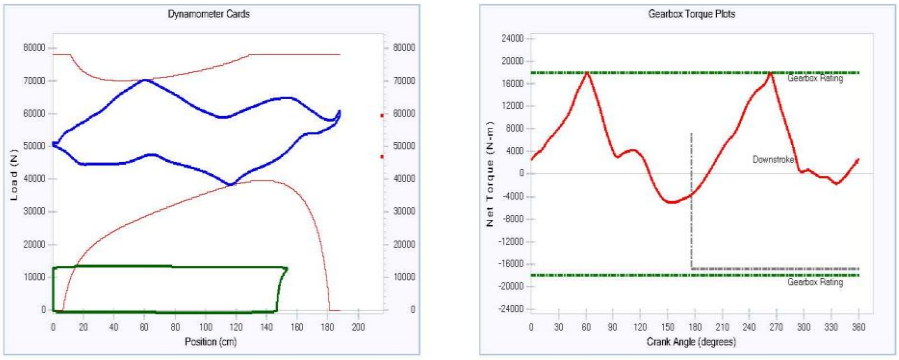
Rod string design / Rod string stress analysis (service factor: 0.9)

Diameter (mm)	Rod Grade	Length (m)	Min. Ten. Str. (kPa)	Fric. Coeff	Stress Load %	Top Maximum Stress (kPa)	Top Minimum Stress (kPa)	Bot. Minimum Stress (kPa)	# Guides/Rod
22.2	TEN D Alloy	439	827371	0.2	77.8%	197908	86095	57942	0
22.2	TEN D Alloy	283	827371	0.4	63.0%	155209	55080	42986	3
19.1	TEN D Alloy	512	827371	0.4	75.1%	174479	55226	24420	3
19.1	TEN D Alloy	256	827371	0.2	56.1%	116850	17112	8639	0
19.1	TEN D Alloy	229	827371	0.4	48.7%	90556	-100	-3192	3
19.1	TEN D Alloy	134	827371	0.2	39.3%	62571	-13198	-3121	0

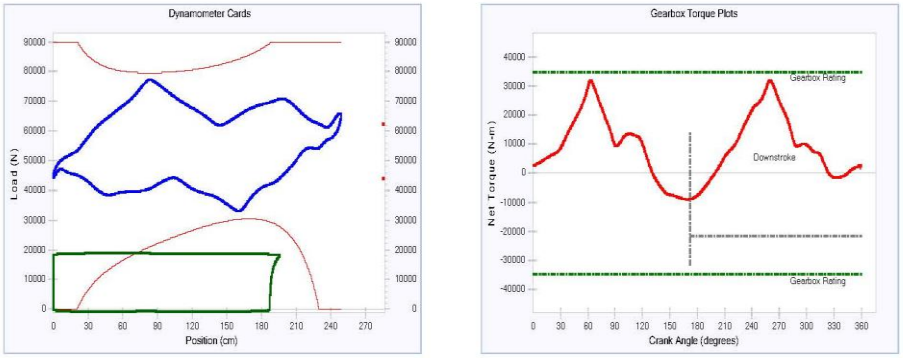
NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

Slika 6. Rezultati proračuna za bušotinu T-061 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)

Rezultati proračuna za bušotinu T-061 su prikazani na slikama 6 i 8. Ulazni podaci za proračun sistema za dubinsko pumpanje na klipnim šipkama su: dubina ugradnje pumpe (m), prečik glatke šipke (m), pritisak u tubingu i kezingu (bar), procenat vode (%), gustina fluida (g/cm3), pritisak na usisu pumpe (bar), očekivana proizvodnja fluida (m3/dan), unutrašnji i spoljašnji prečnik tubinga (mm), prečnik klipa pumpe (m), dubina tubing ankera (opciono) (m), prečnik klipnih šipki (m), dužina niza klipnih šipki (m), protektori na klipnim šipkama (izliveni / roleri), softverski odabir niza klipnih šipki (proizvođač/opseg), inklinometrija bušotine (izmjerena dubina/ugao nagiba/azimut), tip kačaljke (proizvođač/API oznaka), dužina hoda glatke šipke (m), tip pogonskog motora (elektro), snaga pogonskog motora (kW), zazor između klipa i cilindra (m), viskozitet fluida (cP).Na slikama 7 i 8, nalazi se, sa lijeve strane grafički prikaz očekivanog površinskog i dubinskog dinamograma na osnovu rezultata proračuna, dok je sa desne strane prikazan dijagram očekivanog opterećenja reduktora prilikom jednog hoda kačaljke.



Slika 7. Grafički prikaz rezultata za bušotinu T-016



Slika 8. Grafički prikaz rezultata za bušotinu T-061 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)

Efikasnost rada pumpi odabranog fonda bušotina kretala se u uskim granicama, a srednja efikasnost rada ugrađenih pumpi, koja predstavlja meru uticaja kako karakteristika ležišnog fluida koji se pumpa, tako i tehničkih karakteristika pumpe se kretala oko 57 %.
Od cijelog fonda bušotina odabrana su dva kandidata, T-016 i T-061, sa najmanjom efikasnosti rada pumpi od 40 %, za ugradnju pumpe sa izmenjenim tehničkim karakteristikama.

3. ANALIZA PROIZVODNJE NAFTE IZMIJENJENIM TIPOM DUBINSKIH PUMPI NA KLIPNIM ŠIPKAMA U BUŠOTINAMA LEŽIŠTA „T“

Kako bi se povećao koeficijent efikasnosti, urađeni su novi proračuni. Koristeći iste ulazne podatke, kao u prethodnom slučaju, uz varijaciju koja se odnosi na tehničke karakteristike pumpe (dupli potisni ventil), istim softverom urađen je niz proračuna za odabrane kandidate bušotine ležišta „T“. Najbolja efikasnost rada same pumpe ostvarena je ugradnjom duplog potisnog ventila. Rezultati novog proračuna za bušotine T-016 i T-061 prikazani su na slikama 9 do 12.
Rezultat proračuna je pokazao efikasnost rada pumpe od 70 %, što čini porast od 30 % u odnosu na trenutno primijenjenu pumpu.

RODSTAR 2018 REL 1
© Theta Oilfield Services, Inc. (gotheta.com)
NTC NIS - Naftagas

Company:NIS
Well:NN-016
Disk file:tt-016.rsdx
Comment:

INPUT DATA

Target Prod. (m³/D):	5	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24.0	(m from surface):	1600
Tubing pres. (kPa):	500	(m over pump):	400
Casing pres. (kPa):	10	Stuf.box fr. (N):	445
		Pol. rod. diam.	1.25" (31.8 mm)

Fluid Properties

Water cut:	62%
Water sp. gravity:	1.011
Oil density (g/cm³):	0.89
Fluid sp. gravity:	0.9646

Motor & Power Meter

Power meter	Detent
Elect. cost:	$.06/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit:API 7.8

API Size:C-160-175-86 (Unit ID CUSTOM)

Crank hole number:	# 3 (out of 4)
Calculated stroke length (cm):	188
Crank rotation with well to right:	CCW
Max. cb moment (N-m):	Unknown
Structural unbalance (N):	220
Crank offset angle (degrees):	0.0

Tubing And Pump Information

Tubing O.D. (mm):	73.025	Upstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Tubing I.D. (mm):	62.001	Dnstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Pump depth (m):	2000	Tub.anch.depth (m):	2000
Pump conditions:	Full		
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency:	70%
Plunger size (mm):	31.8	Pump friction (N):	890

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 76% GRADE: B-)

Production rate (m³/D):	5	Peak pol. pod load (N):	67063
Oil production (m³/D):	1.9	Min. pol. rod load (N):	41451
Strokes per minute:	4.23	MPRL/PPRL:	0.618
System eff. (Motor-> Pump):	28%	Unit struct. loading:	86%
Permissible Load Power (kW):	6.3	PRHP / PLHP:	0.30
Fluid load on pump (N):	12587	Buoyant rod weight (N):	47051
Fluid level tvd (m from surface):	1599.4	N/No: .106 , Fo/SKr: .203	
Pol. Rod Power (kW):	1.9		

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min Torq)
NEMA D motor:	5 HP
Single/double cyl. engine:	5 HP
Multicylinder Engine:	5 HP
Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min Torq)
Peak g'box torq.(N-m):	15826
Gearbox loading:	87.5%
Cyclic load factor:	1.626
Max. cb moment (N-m):	50244.04
Counterbalance effect(N):	55757
Daily electr.use (Kwh/Day):	75
Monthly electric bill:	$137
Electr.cost per m³ fluid:	$0.894
Electr.cost per m³ oil:	$2.353

Tubing, Pump And Plunger Calculations

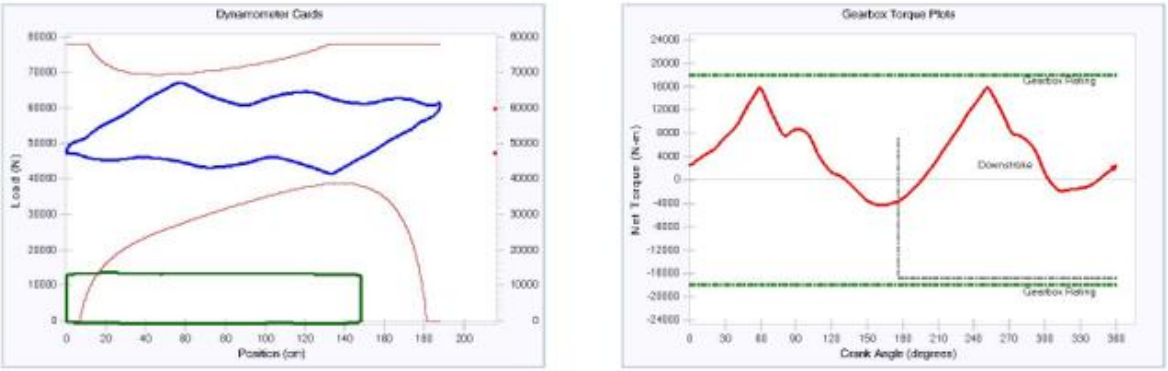
Tubing stretch (cm):	.0
Prod. loss due to tubing stretch (m³/D):	.0
Gross pump stroke (cm):	148.1
Pump spacing (cm from bottom):	50.0
Minimum pump length (m):	4.3
Recommended plunger length (m):	1.5

Rod string design / Rod string stress analysis (service factor: 0.9)

Diameter (mm)	Rod Grade	Length (m)	Min. Ten. Str. (kPa)	Fric. Coeff	Stress Load %	Top Maximum Stress (kPa)	Top Minimum Stress (kPa)	Bot. Minimum Stress (kPa)	# Guides/Rod
22.2	TEN D Alloy	684	827371	0.2	48.0%	171719	107994	60765	0
19.1	TEN D Alloy	110	827371	0.2	51.4%	155159	79681	73478	0
19.1	TEN D Alloy	73	827371	0.4	48.3%	142312	68776	68878	3
19.1	TEN D Alloy	1133	827371	0.2	45.6%	134248	63775	-3121	0

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

Slika 9. Rezultati proračuna za bušotinu T-016 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)



Slika 10. Grafički prikaz rezultata za bušotinu T-016 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)

Pored veće efikasnosti rada sistema za dubinsko pumpanje na klipnim šipkama uz zadržavanje iste proizvedene količine fluida, ugradnjom duplog potisnog ventila u dubinske insert pumpe na klipnim šipkama sa gornjim usijedanjem moguće je optimizirati parametre pumpanja, veoma bitne za uslove pumpanja u koso usmjerenim bušotinama, kao i korištenje manjeg prečnika pumpe čime se omogućuje i optimizacija nadzemne opreme.

RODSTAR 2018 REL 1
© Theta Oilfield Services, Inc. (gotheta.com)
NTC NIS - Naftagas

Company:NIS
Well:TT-061
Disk file:TT-061.rsdx
Comment:

INPUT DATA

Target Prod. (m³/D):	7.5	Fluid level	
Run time (hrs/day):	24.0	(m from surface):	1550
Tubing pres. (kPa):	600	(m over pump):	303
Casing pres. (kPa):	10	Stuf.box fr. (N):	445
		Pol. rod. diam.	1.25" (31.8 mm)

Fluid Properties

Water cut:	78%
Water sp. gravity:	1.011
Oil density (g/cm³):	0.89
Fluid sp. gravity:	0.9842

Motor & Power Meter

Power meter	Detent
Elect. cost:	$.06/KWH
Type:	NEMA D

Pumping Unit:UP90

API Size:C-310-202-118 (Unit ID CUSTOM)

Crank hole number:	# 4 (out of 5)
Calculated stroke length (cm):	248.8
Crank rotation with well to right:	CCW
Max. cb moment (N-m):	Unknown
Structural unbalance (N):	1120
Crank offset angle (degrees):	0.0

Tubing And Pump Information

Tubing O.D. (mm):	73.025	Upstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Tubing I.D. (mm):	62.001	Dnstr. rod-fl. damp. coeff.:	0.100
Pump depth (m):	1853	Tub.anch.depth (m):	1853
Pump conditions:	Full		
Pump type:	Insert	Pump vol. efficiency:	72%
Plunger size (mm):	38.1	Pump friction (N):	890

CALCULATED RESULTS (TOTAL SCORE: 78% GRADE: B-)

Production rate (m³/D):	7.5	Peak pol. pod load (N):	71343
Oil production (m³/D):	1.7	Min. pol. rod load (N):	38060
Strokes per minute:	3.27	MPRL/PPRL:	0.533
System eff. (Motor-> Pump):	29%	Unit struct. loading:	79%
Permissible Load Power (kW):	9	PRHP / PLHP:	0.30
Fluid load on pump (N):	18012	Buoyant rod weight (N):	44136
Fluid level tvd (m from surface):	1548.8	N/No: .082 , Fo/SKr:	.201
Pol. Rod Power (kW):	2.7		

Required prime mover size (speed var. not included)	BALANCED (Min. Energy)	BALANCED (Min Torq)
NEMA D motor:	10 HP	8 HP
Single/double cyl. engine:	8 HP	8 HP
Multicylinder Engine:	10 HP	8 HP

Torque analysis and electricity consumption	BALANCED (Min. Energy)	BALANCED (Min Torq)
Peak g'box torq.(N-m):	32980	26309
Gearbox loading:	94.2%	75.2%
Cyclic load factor:	1.669	1.545
Max. cb moment (N-m):	58091.9	66010.1
Counterbalance effect(N):	51179	58003
Daily electr.use (Kwh/Day):	106	108
Monthly electric bill:	$194	$198
Electr.cost per m³ fluid:	$0.847	$0.864
Electr.cost per m³ oil:	$3.852	$3.929

Tubing, Pump And Plunger Calculations

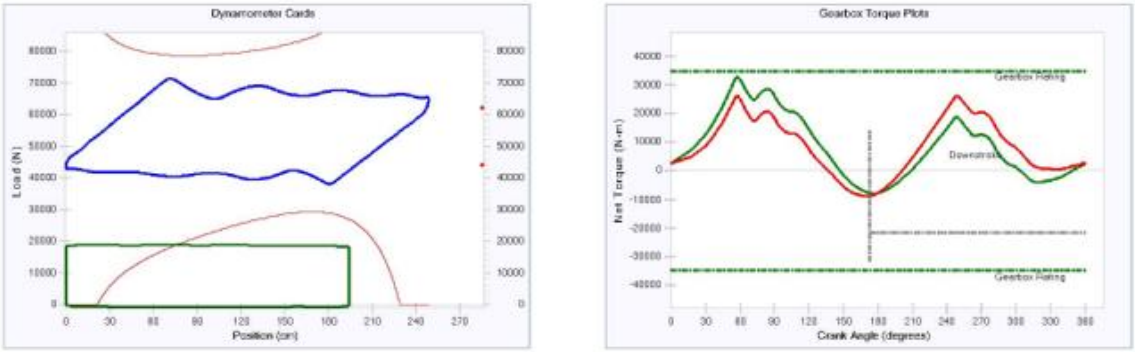
Tubing stretch (cm):	.0
Prod. loss due to tubing stretch (m³/D):	.0
Gross pump stroke (cm):	194.1
Pump spacing (cm from bottom):	46.3
Minimum pump length (m):	4.9
Recommended plunger length (m):	1.5

Rod string design / Rod string stress analysis (service factor: 0.9)

Diameter (mm)	Rod Grade	Length (m)	Min. Ten. Str. (kPa)	Fric. Coeff	Stress Load %	Top Maximum Stress (kPa)	Top Minimum Stress (kPa)	Bot. Minimum Stress (kPa)	# Guides/Rod
22.2	TEN D Alloy	439	827371	0.2	60.9%	182752	99253	67453	0
22.2	TEN D Alloy	283	827371	0.4	51.3%	143786	64591	50151	3
19.1	TEN D Alloy	512	827371	0.4	63.5%	162739	64977	31559	3
19.1	TEN D Alloy	256	827371	0.2	49.1%	109829	24250	13703	0
19.1	TEN D Alloy	229	827371	0.4	43.9%	85630	4964	-1274	3
19.1	TEN D Alloy	134	827371	0.2	37.6%	60805	-11279	-3121	0

NOTE: Displayed bottom minimum stress calculations do not include buoyancy effects (top minimum and maximum stresses always include buoyancy).

Slika 11. Rezultati proračuna za bušotinu T-061 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)



Slika 12. Grafički prikaz rezultata za bušotinu T-061 ("Theta"- RODSTAR, NIS Novi Sad)

Dobiveni rezultati proračuna sistema za dubinsko pumpanje su bili u skladu sa očekivanjima i pokazali su znatno unapređenje rada cjelokupnog sistema. Do ovog poboljšanja je došlo usljed bolje hermetičnosti potisnog ventila, što za posledicu ima istu proizvodnju fluida, uz mogućnost smanjenja prečnika pumpe i/ili optimiziran rad nadzemne opreme, a pozitivni efekti toga su: manje habanje pokretnih dijelova kačaljke, manje opterećenje reduktora, manje opterećenje konstrukcije kačaljke, povećanje dužine hoda klipa u cilindru pumpe, bezbjedniji rad kačaljke sa aspekta HSE, potreban je slabiji elektro motor, manje habanje glatke šipke i njenih zaptivnih elemenata, produženje radnog vijeka klipnih šipki i njihovih spojnica zbog manjeg broja ciklusa

promena opterećenja, produženje radnog vijeka tubinga u slučaju kontakta sa klipnim šipkama zbog smanjenog broja ciklusa, produženje radnog vijeka ventilskih sklopova pumpe zbog smanjenog broja ciklusa, produženje radnog vijeka cilindra i klipa pumpe zbog smanjenog broja ciklusa.

ZAKLJUČAK

Na osnovu svih izvršenih proračuna i praktične provjere na postojećim bušotinama ležišta „T“, donijeta je odluka da se, umjesto insert pumpi sa gornjim usijedanjem i jednim potisnim ventilom, u sve bušotine koje će se bušiti na ležištu „T“, izvrši ugradnja insert pumpi sa gornjim usijedanjem i duplim potisnim ventilom, zbog postizanja efikasnijeg rada kompletnog sistema. Pri kupovini opreme za dubinske pumpe na klipnim šipkama specijalno je naručeno nekoliko sjedišta i kuglica za potisni ventil, u cilju testiranja u bušotinama u kombinaciji sa svom ostalom opremom koja se u datom momentu nalazila na stanju u skladištima kompanije.
Pumpe izmijenjenih tehničkih karakteristika, dodavanjem još jednog potisnog ventila, ugrađene su pri remontu bušotina i podaci stvarnih mjerenja su se ponovo poklopili sa rezultatima iz proračuna. Obje bušotine kandidati, na kojima je izvršena ugradnja duplog potisnog ventila pokazale su i značajno poboljšanje u dužini trajanja međuremontnog perioda.
Kod bušotine T-016, međuremontni period, prije ugradnje dubinske pumpe na klipnim šipkama sa gornjim usijedanjem i duplim potisnim ventilom je iznosio 105 dana, a nakon toga 401 dan, sa napomenom da je bušotina još uvijek u radu.
Kod bušotine T-061, međuremontni period, prije ugradnje dubinske pumpe na klipnim šipkama sa gornjim usijedanjem i duplim potisnim ventilom je iznosio 143 dana, a nakon toga 655 dana, sa napomenom da je bušotina još uvijek u radu.
Zbog istih karakteristika i svih ostalih bušotina na naftnom polju „T“, isti tip pumpi će se, pri remontu, sukcesivno ugrađivati i u sve ostale bušotine naftnog polja.

LITERATURA

[1] Soleša M., 2003. Eksploatacija nafte mehaničkim metodama, NIS-Naftagas Novi Sad
[2] Schlumberger/The Defining Series: Rod Pump Systems, URL: https://www.slb.com/resource-library/oilfield-review/defining-series/defining-rod-pumps
[3] West, Ian M., 2019. Petroleum geology of the south of England, URL:https://wessexcoastgeology.soton.ac.uk/Oil-South-of-England.htm
[4] PETROTEC/Downhole pump Five Basic Components of a Sucker Rod Pump, URL:http://pgp.co.id/products/Downhole_Equioment_Products.html
[5] Zelić M., Čikeš M., 2006. Tehnologija proizvodnje nafte dubinskim crpkama, Sveučilište u Zagrebu, Rudarsko-geološko-naftni fakultet,Zagreb
[6]Production Technology/API Subsurface Pump Designation URL: https://production-technology.org/api-subsurface-pump-designation/
[7] LUFKIN DON NAN, URL: https://www.don-nan.com/cast-the-anchor
[8] JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY/Legends of Artificial Lift-Part 3, URL: https://jpt.spe.org/legends-artificial-lift-part-3-history
[9] SNPC, URL: http://www.sinopecl.com/English/Product/9560383238.html

[10] Takacs, G., 2015. Sucker-rod Pumping handbook: Production Engineering Fundamentals and Long-Stroke Rod Pumping, University of Miskolc, Hungary
[11] Bommer, Paul M., Podio A. L., 2015. The Beam Lift Handbook, The University of Texas, Austin
[12] Miroslav P. Crnogorac, Dušan Danilović, Vesna D. Karović-Maričić, Branko Leković, Analiza primene višekriterijumskih modela u cilju izbora optimalne mehaničke metode za proizvodnju nafte, Univerzitet u Beogradu, Stručni rad.
[13] Niladri K. mitra. Principles of arfiticial lift
[14] Design Calculation for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units)
[15] Lowell, J.M. 1997: Structural Styles in Petroleum Exploration, Oil & Gas Consultants International Inc., Tulsa, Oklahoma, USA.
[16] API Technical report 11L fifth edition, Jun 2008.
[17] Production Technology, Heriott Watt University, 2014.
[18] Ahmet, T., 2000: Resevoir Engineering Handbook, Gulf Publishing, USA
[19] Johnson, R., 2001: Development Geology, Imperial College, London, England
[20] Brown, K. E.: The Technology of Artificial Lift, Petroleum Publishing Co., Tulsa (1980).
[21] Clegg, J. D.: “High Rate Artificial Lift“, JPT (March, 1988).
[22] Brown, K. E.:“Overview of Artificial Lift System“, JPT (Oct., 1982).
[23] Sotware "Theta"- RODSTAR, Kompanija NIS Novi Sad