文章编号:1673-5005(2014)01-0064-06 doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2014.01.009

涡流钻头降压机制及设计原则

朱海燕[1,2], 邓金根[1], 王墨翟[3], 薛 亮[1], 闫传梁[1]

(1. 中国石油大学油气资源与探测国家重点实验室,北京 102249; 2. 西南石油大学油气藏地质及开发工程国家重点实验室,四川成都 610500; 3. 中国石油大学石油工程学院,北京 102249)

摘要:涡流钻头通过反向喷嘴和高速旋转形成负压漩涡,降低井底压差,提高钻井的机械钻速。对涡流钻头降压机制进行研究。采用混合网格计算方法分析反向喷嘴的轴向倾角、径向倾角、上返流量、出口高度和旋转速度等对涡流钻头降压性能的影响,并提出涡流钻头的设计原则。结果表明:反向喷嘴下方井底钻井液回流是影响涡流钻头降压能力的主要因素。涡轮钻头设计的理论原则:轴向倾角为 150°~180°、径向倾角为 60°~75°、上返流量大于 30%、反向喷嘴的出口高度为 100~140 mm,井壁间隙应小于 3 mm,尽可能地提高钻头旋转速度。

关键词:钻井; 涡流钻头; 井底压差; 反向喷嘴; 数值模拟

中图分类号:TE 21 **文献标志码**:A

Depressurization mechanism and design principles of vortex drilling-bit

ZHU Hai-yan[1,2], DENG Jin-gen[1], WANG Mo-zhai[3], XUE Liang[1], YAN Chuan-liang[1]

(1. *State Key Laboratory of Petroleum Resource and Prospecting in China University of Petroleum, Beijing* 102249, *China*;
2. *State Key Laboratory of Oil & Gas Reservoir Geology and Exploitation, Southwest Petroleum University, Chengdu* 610500, *China*;
3. *College of Petroleum Engineering in China University of Petroleum, Beijing* 102249, *China*)

Abstract: The drilling practice of oil and gas wells has indicated that reducing the bottom-hole pressure difference can significantly improve the rate of penetration (ROP). Vortex drilling-bit can reduce the bottom-hole pressure difference via a reverse nozzle to generate a vortex flow due to the high rotary speed of the drilling-bit. The depressurization mechanism of the vortex bit was analyzed. By using a hybrid mesh method, the key factors that affect the depressurization capacity of the vortex bit were investigated, which include axial angle, radial angle, reverse flow ratio, rotation speed, bit clearance, and distance between reverse nozzle outlet and the bottom-hole wall. The results show that backflow below the reverse nozzle outlet is the main reason that can decrease the depressurization effect of the vortex bit. A guideline for the design of the vortex bit is given to maximize the depressurization effect. The optimum axial and radial angles are 150°-180° and 60°-75° respectively, and the flow ratio of the reverse nozzle is best above 30%. The bit clearance should be kept below 3 mm, and the distance between the reverse nozzle outlet and the bottom-hole surface can be 100-140 mm. The rotation speed of the bit should be as large as possible.

Key words: drilling; vortex bit; bottom-hole pressure difference; reverse nozzle; numerical simulation

室内试验和现场实践证明,减小井底压差可显著提高机械钻速。杨宝刚等[1]提出涡流降压工具的概念,并指出该工具通过其本身的高速旋转带动钻井液在井内高速旋转,使钻井液在井内产生强烈的负压涡旋,使井底压差减小。Bern 等[2]研制的降低当量循环密度工具(ECDRT)能够降低 0.14 g/cm^3 井底当量循环密度,约 2.07 MPa 的井底压力,但其存在旋转部件耐冲蚀性能较差、使用寿命较低的缺点。涡流降压短节安装在钻头上方,可降压 0.015 MPa,提高钻速约 20%,但该工具只能降低其

收稿日期:2013-05-23

基金项目:国家自然科学基金项目(51221003;51134004);国家科技重大专项(2011ZX05024-003-02)

作者简介:朱海燕(1984-),男,讲师,博士,主要从事石油工程岩石力学与海洋装备等方面的研究。E-mail: zhuhaiyan040129@163.com。

上下端的压力,钻头作用面处的压力并没有降低[3]。辽河石油勘探局勘探指挥部 1979 年研制的反喷三牙轮钻头在深度小于 1.6 km 的浅部地层中使用,机械钻速可提高 1.8 倍,但该工具在深层中未见使用记录[4];Lamin 等[5]提出了反向喷嘴钻头结构;朱海燕等[6]对水力射流降低井底压差技术开展了理论和数值模拟研究,探讨了水力射流降低井底压差的机制。至今未见开展涡流钻头的降压机制和影响因素等方面的理论研究的报道。随着井下动力钻具技术的发展,钻头转速已由 100 r/min 左右提高到 300 ~ 600 r/min,这为涡流钻头的研制提供了可能。笔者在分析涡流式水力降压技术机制的基础上,对影响涡流钻头降压效果的各参数进行数值模拟计算,给出涡流钻头的设计原则,为涡流钻头的发展提供理论依据。

1　涡流钻头降压机制

在钻井过程中,钻井液流经喷嘴后直接冲击井底,在巨大的压持力作用下,钻头切削下来的岩屑被压持在井底,不利于岩屑的清除,极大地降低了岩屑清除效率。特别是在深井和超深井的钻井过程中,巨大的钻井液液柱压持力极大地影响岩屑的及时清除,造成钻头的重复破碎,导致钻井速度降低。涡流钻头将钻头的水孔出口方向由与钻头轴线夹角∂(0° ~60°)调整为 90° ~180°,同时与钻头旋转方向的夹角 θ 为 0° ~90°(图 1)。钻井液流过钻头喷嘴后,方向由向下变为沿钻头旋转

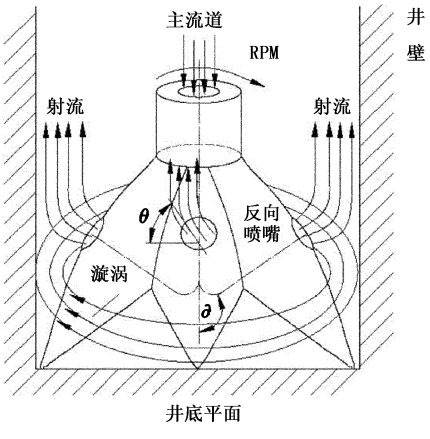

图 1　涡流钻头降压机制

Fig. 1　Depressurization mechanism of vortex bit

方向倾斜向上;同时,随着钻头的高速转动,钻井液在井底做圆周运动,产生一低压漩涡区,从而减小钻井液的压持力。井底岩屑在钻井液高速射流的作用下被抽汲离开井底。

2　涡流钻头降压的关键因素

2.1　涡流钻头流场的计算模型

2.1.1　数学模型

钻井液流经涡流钻头的方向喷嘴后,在井底形成高速低压漩涡,因此采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型作为钻井液的湍流模型[7-9]。

质量方程为

$$\partial u_i/\partial x_i=0; \tag{1}$$

动量方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\frac{\partial(u_iu_j)}{\partial x_j}=f_i-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i}+\nu\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_ix_j}-\frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u'_iu'_j}); \tag{2}$$

能量方程为

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t}+\mathrm{div}(\rho e\boldsymbol{u})=-p\cdot\mathrm{div}\boldsymbol{u}+\boldsymbol{\lambda}\cdot\mathrm{div}\boldsymbol{u}+\rho\varepsilon. \tag{3}$$

其中,u_i 为钻井液 i 向的速度,m/s;e 为钻井液比热能;ε 为钻井液湍流耗散率, m^2/s^3; ρg_i 为钻井液自重在 i 向的体积力,N/m^3;p 为井底钻井液压力,Pa;$\mu=\rho C_\mu k^2/\varepsilon$ 为钻井液动力黏度,kg/(m · s),C_μ = 0.09; k 为流体的湍动能, m^2/s^2;ρ 为钻井液密度,kg/m^3。

RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho ku_i)}{\partial x_i}=\eta_t\frac{u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\eta_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]-\rho\varepsilon, \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\varepsilon}{k}C_{\varepsilon1}\eta_t\frac{u_i}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]-\frac{\varepsilon^2}{k}\rho C_{\varepsilon2}. \tag{5}$$

式中,$C_{\varepsilon1}=1.44$;$C_{\varepsilon2}=1.92$;σ_k 和 σ_ε 分别为 k 和 ε 的 Prandtl 数,分别取 1.0 和 1.3。

式(1) ~(5)构成了求解阀内流场分布规律的封闭方程组,根据实际工况施加相应的边界条件,构成该方程组的定解问题。

2.1.2　物理模型

忽略涡流钻头牙齿的影响,建立了一个包含 5 刀翼、5 个反向喷嘴、3 个向下喷射喷嘴和 1 个主流道的直径为 21.59 cm PDC 钻头。3 个喷射喷嘴的直径均为 15 mm,喷射角均为 15°。为了节约计算时间,采用四面体和六面体混合网格的形式对涡流钻头的井底流场进行网格划分,其中涡流钻头本体采用四面体网格,涡流钻头上方的环空采用六面体网格,涡流钻头井底流场混合网格模型如图 2 所示。

反向喷嘴的轴线方程见文献[6]。根据实际工况施加边界条件。入口边界条件:钻井液泵排量为1 980 L/min,即涡流钻头主流道的流量为33 L/s;井底环空为出口压力边界,设为0 MPa;壁面边界条件:钻头内表面及井壁均为壁面边界,初始压力为30 MPa,设置壁面为光滑壁面;旋转边界:绕钻头轴线顺时针旋转31.42 rad/s,即钻头转速300 r/min;钻头与井壁间的间隙为3 mm。

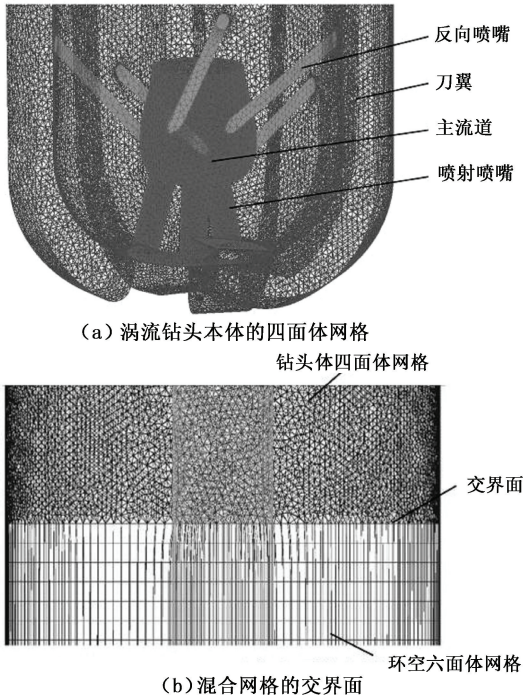

图2 21.59 cm 涡流钻头混合网格模型

Fig. 2 Hybrid meshes of vortex bit with diameter of 21.59 cm

2.2 涡流钻头降压机制及井底流场的特点

图4为涡流钻头井底流场的竖直截面速度矢量图,其可划分为喷射射流区、漩涡区、径向漫流区、滞留区、倒流区、反向射流区、周向漩涡区和附壁上返区。钻井液通过反向喷嘴改变流动方向,进入涡流钻头与井壁间的环空,一部分钻井液沿周向运动在反向喷嘴与井底间形成高速旋转的周向漩涡区,在漩涡区底部产生低压区,从而使井底的钻井液液柱压持力减小,降低井底压差;另一部分钻井液在涡流钻头与井壁间的环空中形成向上的高速射流,抽汲附壁上返区和倒流区内的钻井液,增加上返钻井液的动能,提高岩屑的上返效率,进一步减小岩屑滞留井底的数量,从而降低岩屑重复破碎的可能性,提高钻速。钻井液在反向喷嘴的下方发生倒流,形成倒流区。倒流区不利于岩屑的携带,极易造成岩屑沉淀。井底漩涡区使岩屑产生滞留,不能及时排出井底,也不利于井底岩屑的携带。附壁上返区仅为靠近井壁的一部分环形区域,而常规喷射钻头的附壁上返区为该反向喷嘴钻头的附壁上返区、倒流区和切向旋转区所在区域[10],可见该反向喷嘴头附壁上返区较小,且在刀翼内钻井液全部回流,流场的携岩能力较差,因此为了提高涡流钻头流场的携岩能力,应尽量减小反向喷嘴下方钻井液的回流。径向漫流区钻井液位于倒流区的下方,主要用于清洗井底、冷却钻头牙齿、携带岩屑。

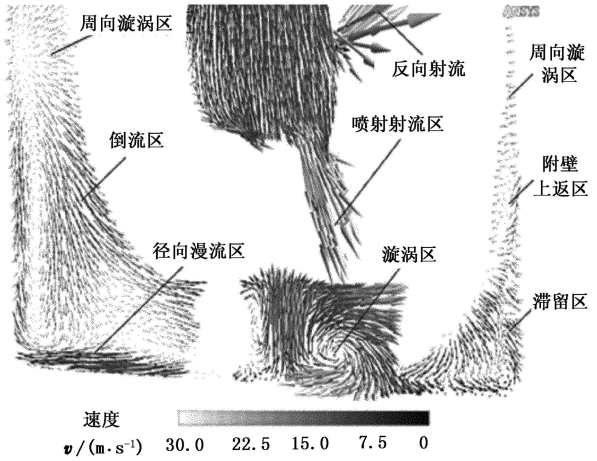

图3 井底流场的竖直截面速度矢量图

Fig. 3 Velocity vector diagram of vertical section of bottom hole

图4为距井底2 mm处的横截面流场矢量图,虽然井底存在回流和漩涡,但井底流场方向均沿径向指向井壁环空,且在相邻两喷嘴之间钻井液的干涉较小,流场分布较为合理。

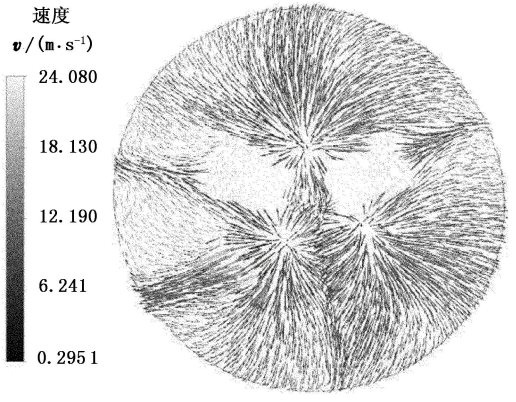

图4 距井底2 mm处的井底横截面流场矢量图

Fig. 4 Velocity vector diagram of cross section of 2 mm from bottom hole

2.3 反向喷嘴轴向夹角对井底压差的影响

5个反向喷嘴直径均为6.7 mm,流入反向喷嘴和射向井底的流量比为1∶3,即上返流量为25%。图5为钻头外侧,离井壁1 mm且平行于钻头轴线

的井底压差 Δp 的分布曲线。该钻头结构在井底仍存在较小的正压,约为 0.06 MPa;环空内负压出现在反向喷嘴出口与井底之间,在该区域形成一负压环空,距井底 310 ~ 350 mm;反向喷嘴轴向夹角越大,环空内产生的负压越大,最大负压为 0.05 MPa;在喷嘴出口的上方,由于喷嘴射流的影响,存在一个高压峰值,该值随着轴向倾角的增大而减小;轴向夹角相同时,径向夹角为 60°的钻头其环空最大负压大于径向夹角为 0°的钻头。反向喷嘴钻头的负压出现在井底与反向喷嘴的环空之间,并没有发生在井底。该结果是在文献[5]建议的钻井液上返流量为全部流量的 25% 的基础上得来的,而涡流钻头并没有减小井底岩石的压持效应,因此 25% 的上返流量偏小。存在径向夹角时钻头的环空负压大于没有径向夹角时的情况,说明设置反向喷嘴的径向夹角有利于钻头降压。从涡流钻头的井底压力分布可知,对于涡流降压短节而言[12],由于其反向喷嘴出口离井底较远,对井底工具并没有降压效果,通过提高井底岩屑在工具处的上返速度,减小井底的重复破碎,相当于间接地减小了岩屑的压持效用,但是其效果却比涡流钻头差,这与文献[12]所得的结果一致,验证了本文数值模拟计算的准确性。

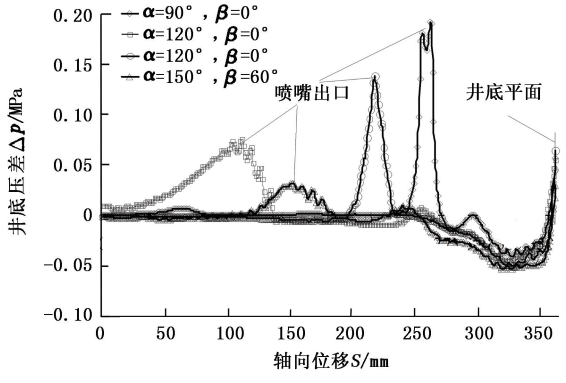

图 5　轴向倾角与井底压差间的关系

Fig. 5　Relationship between axial angle and bottom-hole pressure difference

2.4　反向喷嘴径向夹角对井底压差的影响

α 为 150°、上返排量为 25%、转速为 300 r/min 时,井底最大负压值与 θ 角成正比(图 6)。θ 小于 60°时,井底负压的增大比较平缓;当 θ 大于 60°时,井底负压的增大比较迅速,这与 Sadek Ben Lamin 推荐的 θ 的取值范围一致。

2.5　转速对井底压差的影响

α 为 150°、θ 为 60°、上返排量为 25% 时,井底最大负压值与转速成正比(图 7),但转速并不与井底负压呈平方关系;随着涡流钻头转速的增大,井底负压增大。

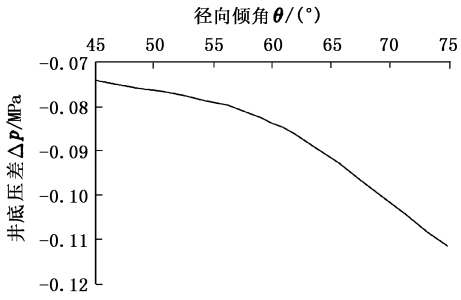

图 6　径向倾角与井底压差间的关系

Fig. 6　Relationship between radial angle and bottom-hole pressure difference

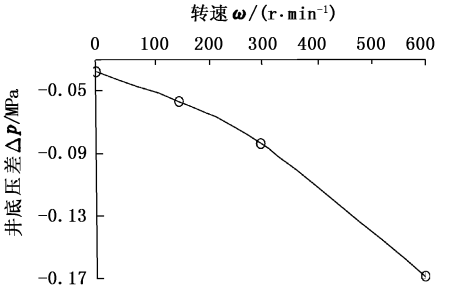

图 7　转速与井底压差间的关系

Fig. 7　Relationship between rotation speed and bottom-hole pressure difference

2.6　流量分配对井底压差的影响

采用 α 为 150°、θ 为 60°的反喷嘴头,保持反向喷嘴直径为 6.7 mm,分析喷射喷嘴直径分别为 15、12.6、6.7 和 0 mm 的流场压力分布情况,即上返流量分别占总流量的 25%、32%、62.5% 和 100%。由图 8 可知,当上返流量为总流量的 25% 时,井底负压处于反向喷嘴与井底之间,井底岩石仍处于正压状态;当上返流量增加到 32% 时,井底出现负压,且随着上返流量的增加,井底负压明显增大,负压区为钻头反向喷嘴下方的全部区域,包括井底岩石;当流

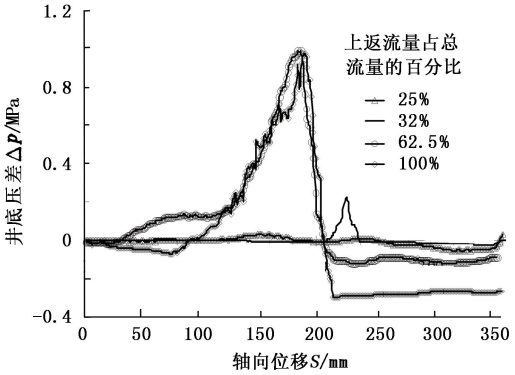

图 8　不同的上返流量对井底压差的影响

Fig. 8　Influence of upward flow ratios on bottom-hole pressure difference

量全部上返时,井底负压最大为 0.31 MPa。

2.7 井壁间隙对井底压差的影响

考虑钻井液全部经上返喷嘴返回地面的极限情况。如图 9 所示,井壁间隙对井底压差影响较大。当井壁间隙为零时,井底压差为 5.72 MPa;当井壁间隙为 3 mm 时,井底压差为 0.31 MPa;当井壁间隙为 9 mm 时,井底压差仅为 0.1 MPa。可知,井壁间隙显著降低井底压差。井壁间隙越小,钻井液的回流空间就越小,回流作用越小,井底负压越大。同时,井壁间隙较小时,反向喷嘴的出口处钻井液向上流动的横截面积最小,涡流钻头表面与井壁间形成了一个环形的射流泵,反向喷嘴即为环形射流泵的喷嘴,反向喷嘴出口处的钻头外表面与井壁间组成环形射流泵的喉管,井壁间隙越小,环形射流泵的效果越明显,井底降压效果越明显。钻井工程实践表明,钻头因跳动、涡动或倾斜等引起的井眼扩大率通常为 10% ~15%,对于 21.59 cm 钻头,井眼扩大率为 21.6 ~32.4 mm,即井壁间隙为 10.8 ~16.2 mm,通过计算可知,当井壁间隙处于该范围内时,涡流钻头基本无降压效果。

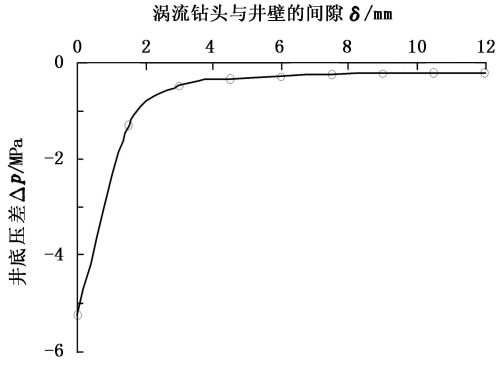

图 9 井壁间隙对涡流钻头井底压差的影响

Fig. 9 Influence of bit clearance on bottom-hole pressure difference

3 涡流钻头的设计原则

(1)涡流钻头井底流场的倒流区易使钻井液内的岩屑下降,不利于井底岩屑的运移,设计时应予以避免。由于反向喷嘴与涡流钻头轴线存在一定的夹角,致使反向喷嘴内流出的钻井液具有沿井底轴向和周向两个方向的速度。钻井液的周向速度是钻井液发生倒流的主要原因,因此应尽量增大反向喷嘴与涡流钻头轴线的夹角,建议取 150° ~180°。为了减小钻井液的回流空间,应保持井壁间隙小于 3 mm。

(2)θ 角越大,钻井液的速度沿径向的分量越大,反向喷嘴在井底造成的漩涡越强,井底最大负压越大,然而钻井液速度在轴向的分量却较小,不利于岩屑在井筒中的携带,因此推荐 θ 为 60° ~75°。

(3)提高上返流量可显著提高井底负压值,但是当上返流量较大时,向下的流量携岩和冷却钻头的能力不足,这两者相互矛盾。计算表明,上返流量为 25% 时,负压出现在环空,井底并没有负压,上返流量为 32% 时,井底出现负压。

(4)反向喷嘴的出口高度离井底越高,井底负压值越小,因此应尽可能地取小值,但是当反向喷嘴出口高度较小时,由于钻头的刀翼高度,钻井液对钻头内流道的冲击可能导致刺穿钻头冠部,应预留有足够的高度以承受钻井液冲击,建议取 100 ~140 mm。

(5)在钻具工作状况允许的情况下,应该尽可能地提高反向钻头的旋转速度。

4 结 论

(1)涡流钻头采用钻井液在井底产生的低压漩涡来降低井底压力,同时向上的射流抽汲加速井底钻井液的上返。

(2)反向喷嘴下方井底钻井液的回流是影响涡流钻头降压能力的主要因素,设计时应予以避免。提高反向喷嘴的轴向倾角、径向倾角、上返流量和钻头的旋转速度以及减小反向喷嘴的出口高度都能提高涡流钻头的降压能力。

(3)涡流钻头的设计准则为:轴向倾角 150° ~180°,径向倾角 60° ~75°,上返流量大于 30%,反向喷嘴的出口高度 100 ~140 mm,井壁间隙小于 3 mm,尽可能地提高钻头旋转速度。

参考文献:

[1] 杨宝刚, 陈大祺, 张伟, 等. 涡流式水力降低井底压差机制及现状[J]. 科技导报, 2012,30(23):67-73.
YANG Bao-gang, CHEN Da-qi, ZHANG Wei, et al. Depressurization mechanism of the vortex methods and its current development status[J]. Science & Technology Review, 2012,30(23):67-73.

[2] BANSAL R K, BRUNNERT D, TODD R, et al. Demonstrating managed-pressure drilling with the ECD reduction tool[R]. SPE 105599, 2007.

[3] 徐华义,吴华,聂翠平. 井底降压差短节显著提高机械钻速[J]. 石油钻探技术,1998,26(1):41-45.
XU Hua-yi, WU Hua, NIE Cui-ping. Bottomhole differential pressure decreasing nipple improves drilling speed

dramatically[J]. Petroleum Drilling Techniques, 1998, 26(1):41-45.

[4] 辽河石油勘探局勘探指挥部科技科. 介绍一种改装"反喷"钻头的方法[J]. 石油勘探与开发, 1979,4:66-68.
Liaohe Petroleum Exploration Department Exploration Headquarters (LPEDEH). Introducing a modified vortex bit[J]. Petroleum Expoloration and Development, 1979, 4:66-68.

[5] LAMIN S B, GRAHAM C. Reverse nozzle drill bit: US, 20100147594 [P]. 2010.

[6] 朱海燕, 邓金根, 何玉发, 等. 水力射流降低井底压差技术[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2013, 37(2):50-56.
ZHU Hai-yan, DENG Jin-gen, HE Yu-fa, et al. Reducing bottom-hole differential pressure by hydraulic jet [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2013,37(2):50-56.

[7] EL GAZZAR M, MEAKHAIL T, MIKHAIL S. Numerical study of flow inside an annular jet pump [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006,20(4):930-932.

[8] KWON O B, KIM M K, KWON H C, et al. Two-dimensional numerical simulations on the performance of an annular jet pump [J]. Journal of Visualization, 2002,5(1):21-28.

[9] 王国荣, 朱海燕, 刘清友,等. 空气锤钎头流热耦合的三维数值模拟[J]. 华中科技大学学报:自然科学版, 2010,38(3):16-19.
WANG Guo-rong, ZHU Hai-yan, LIU Qing-you, et al. Three dimensional numerical simulation of fluid-thermal coupling in air hammer bit [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition), 2010,38(3):16-19.

[10] WATSON G R, BARTON N A, HARGRAVE G K. Using new computation fluid dynamics techniques to improve PDC bit performance [R]. SPE 37580, 1997.

[11] 杜君. 井底涡旋器设计的理论与试验研究 [D]. 成都: 西南石油大学石油工程学院,2005.
DU Jun. Theory and experiment study of well bottom vortex machine [D]. Chengdu: College of Petroleum Engineering in Southwest Petroleum University, 2005.

(编辑　李志芬)