

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise de Falha dos Cortadores de uma Tunnel
Boring Machine em Rocha Dura**

Lucas Salgado Vidal

Prof.^a Orientadora: Cristiane Maria Basto Bacaltchuk

Rio de Janeiro

2014

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Análise de Falha dos Cortadores de uma Tunnel Boring Machine em Rocha Dura

Lucas Salgado Vidal

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof.^a Orientadora: Cristiane Maria Basto Bacaltchuk

Rio de Janeiro

2014

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

V648 Vidal, Lucas Salgado
Análise de falhas dos cortadores de uma tunnel boring machine
em Rocha Dutra / Lucas Salgado Vidal.—2014.
xv, 105f. + apêndices e anexo : il.color. , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2014.
Bibliografia : f. 103-105
Orientadora : Cristiane Maria Basto Bacaltchuk

1. Engenharia mecânica. 2. Túneis – Projetos e construção. 3.
Rochas – Escavação. I. Bacaltchuk, Cristiane Maria Basto (Orient.).
II. Título.

CDD 620.1

DEDICATÓRIA

Dedico este projeto a toda minha família, principalmente às minhas avós Regina Vidal e Maria Carvalho.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer primeiramente aos meus pais Carlos e Debora Vidal e meu irmão Leonardo Vidal, por sempre me apoiarem.

Ao Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, agradeço pela oportunidade de estudar nessa instituição e todos os professores que conheci ao longo dos anos. Agradecimento especial para a Professora Cristiane Bacaltchuk por toda paciência e dedicação para me orientar nesse projeto.

Agradeço ao meu tio Claudio Luis Rebello Vidal, por me ajudar em diversos momentos da minha vida e principalmente nesse projeto final.

Gostaria de agradecer também aos amigos que fiz durante esses anos Livia Pereira, Luis Felipe Gomes, Denir Campos, Annelise Nunes e Natália Rolim.

Por fim, agradeço às minhas grandes amigas Thaís Azevedo, Renata Penna e Luciana Parente.

RESUMO

A Tunnel Boring Machine é uma máquina para escavação de túneis e vem sendo constantemente utilizada para diversas aplicações, como na construção de túneis de metrô e carros, gasodutos, oleodutos entre outras. Essas máquinas ainda encontram problemas de manutenção, aumentando significativamente o custo da operação. Isso ocorre, principalmente, pela necessidade de troca de seus cortadores, peças que estão em contato direto com a rocha. Esse estudo tem por objetivo entender as causas da constante troca dos cortadores, através do estudo dos dados de campo de um túnel específico. Além disso, são avaliadas as tensões aplicadas nos mesmos, de acordo com a Teoria de Hertz, em função da extensão do desgaste da ferramenta e verificação da ocorrência de fadiga superficial e subsuperficial utilizando um método para desgaste por fadiga de trilhos e rodas ferroviárias. De acordo com as análises realizadas, foi possível notar a iniciação de trincas por fadiga superficial. Além disso, observou-se que os cortadores mais distantes do centro da cabeça de corte sofrem maior desgaste. A utilização de um material mais resistente nessa região permitiria diminuir a quantidade de cortadores trocados.

Palavras-chave: TBM, disco cortador, teoria de Hertz.

ABSTRACT

The Tunnel Boring Machine is used to excavate tunnels and it is constantly used for a variety of applications, such as in excavating tunnels for the subway and car ways, gas pipelines, oil pipelines, etc. These machines still have lots of problems with maintenance, increasing the process costs. This occurs, mainly, by the frequent change of disc cutters, tools that are in direct contact with the rock. The goal of this present paper is to understand the causes of these changes, studying the field data of a specific tunnel. In addition, it is studied the stress behavior in the cutters, by the Hertz theory, in function of the wear extension in the tool. Also, it is verified the occurrence of superficial and subsuperficial fatigue using a method for rolling contact fatigue in wheel and railways. According to the results, it was possible to notice the initiation of surface cracks. In addition, it was observed that the cutters more distant from the cutterhead center had excessive wear. The use of a more resistant material in this region would allow a decrease in cutter changes.

Key-words: TBM, disc cutter, Hertz theory.

SUMÁRIO

1.	Introdução.....	1
1.1.	Motivação	2
1.2.	Objetivo	3
1.3.	Metodologia e Trabalho Realizado.....	3
1.4.	Organização do Trabalho.....	3
2.	Métodos de Escavação	5
2.1.	New Austrian Tunneling Method	5
2.2.	Tunnel Boring Machine.....	8
2.2.1.	Tipos de TBMs	10
2.2.1.1.	Gripper TBM	10
2.2.1.2.	Single Shield TBM	12
2.2.1.3.	Double Shield TBM	13
2.2.1.4.	EPB (Earth Pressure Balance)	15
3.	Propriedades dos Maciços Rochosos	18
3.1.	Sistema RMR (Rock Mass Rating)	19
3.2.	Sistema Q (Tunneling Quality Index)	20
3.3.	Métodos de Seleção	21
3.3.1.	Método NTNU.....	21
3.3.2.	Método CSM	23
4.	Cortadores da TBM	29
4.1.	Tipos de Cortadores.....	33
4.2.	Fatores que influenciam as falhas.....	35
4.3.	Mecanismo de Fratura da Rocha	36
4.4.	Vida do Cortador Atualmente.....	38
4.5.	Método da Energia para Prever Desgaste dos Cortadores.....	42

5.	Fadiga de Contato.....	46
5.1.	Tensão Hertziana	47
5.2.	Fadiga de Rolamentos	54
5.3.	Fadiga de trilhos e rodas ferroviárias	56
5.3.1.	Início de Fadiga Superficial.....	58
5.3.2.	Início de Fadiga Subsuperficial	61
5.3.3.	Início de Fadiga em Defeitos Profundos	63
6.	Metodologia.....	65
6.1.	Estudo de Caso	65
6.2.	Detalhamento dos Cortadores.....	69
6.3.	Verificação dos parâmetros da máquina.....	70
6.4.	Determinação das Forças para trechos do túnel	72
6.5.	Falhas dos discos cortadores.....	75
6.6.	Previsão da vida do cortador	79
6.7.	Tensões nos discos cortadores	81
6.8.	Fadiga superficial pelo método de rodas ferroviárias.....	93
6.9.	Resultados e discussões	97
6.9.1.	Redução de custos	98
7.	Conclusão	100
7.1.	Sugestões para futuros trabalhos	102
	Referências Bibliográficas.....	103
	APÊNDICE I: Resultados da força normal pelo modelo CSM.....	106
	APÊNDICE II: Resultados da vida do cortador estimada pelo Método de Hassanpour.....	108
	APÊNDICE III: Tensões Hertzianas	110
	APÊNDICE IV: Resultados de fadiga superficial e subsuperficial.....	113

ANEXOS A: Resultados dos ensaios de Point Load Test..... 116

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Métodos de escavação mais utilizados.....	6
Figura 2: Martelo hidráulico.....	6
Figura 3: TBM para rocha dura no Brasil.....	8
Figura 4: Principais componentes da Gripper TBM	10
Figura 5: Sequência de trabalho Gripper TBM	11
Figura 6: Cilindros da Single Shield TBM	12
Figura 7: Sequência da Double Shield TBM em modo contínuo	14
Figura 8: Componentes da Double Shield TBM	15
Figura 9: EPB TBM	16
Figura 10: Balanceamento de pressão	17
Figura 11: EPB utilizada na Linha 4 do metrô de São Paulo	17
Figura 12: Influência do tamanho da obra e do grau de fraturamento do maciço rochoso na escolha de propriedades da rocha	18
Figura 13: Comportamento geral da curva de penetração.....	21
Figura 14: Distribuição linear de pressão ao longo do perímetro do disco.....	25
Figura 15: Distribuição geral de pressão ao longo do perímetro do disco	25
Figura 16: Distribuição de pressão postulada na zona de contato.....	26
Figura 17: Componentes do cortador	29
Figura 18: Cortadores danificados.....	32
Figura 19: Tipos de Cortadores (Catálogo Palmieri).....	34
Figura 20: Single Disc Cutter (Catálogo Palmieri)	34
Figura 21: Diferentes zonas que ocorrem durante o entalhe da rocha.....	37
Figura 22: Formação de lascas (Chipping)	38
Figura 23: Lascas e zona esmagada durante	38
Figura 24: Desenho esquemático da extensão do desgaste	42
Figura 25: Esquemático do raio de instalação do disco.....	45
Figura 26: Distribuição de tensões na subsuperfície	47
Figura 27: Análise da área de contato	48
Figura 28: Coeficientes de tensão e deflexão para dois corpos em contato	49
Figura 29: Linha de contato entre corpos cilíndricos	50

Figura 30: Situações de formato dos discos cortadores (Vista frontal).....	51
Figura 31: Gráfico das tensões principais com atrito	52
Figura 32: Força tangencial em adição às forças normais na área de contato.....	53
Figura 33: Resposta de um material em carregamento cíclico	57
Figura 34: Desprendimento de material da superfície.....	58
Figura 35: Propagação de trinca por lubrificante.	58
Figura 36: Mapa de Shakedown	60
Figura 37: Desenho esquemático da evolução das tensões	62
Figura 38: Geologia antecipada baseada em informações geológicas antes do túnel	66
Figura 39: Desenho esquemático da TBM	66
Figura 40: Cortadores danificados.....	67
Figura 41: Dimensões do disco e cortador em corte (Editado)	69
Figura 42: Desenho do cortador cotado (valores em mm).	70
Figura 43: Forças atuantes nos discos	71
Figura 44: Teste de carga pontual.....	72
Figura 45: Valores de UCS ao longo do túnel.....	73
Figura 46: Valores de BTS ao longo do túnel	73
Figura 47: Força normal para cada trecho do túnel.....	74
Figura 48: Layout da cabeça de corte.	75
Figura 49: Número de cortadores trocados de acordo com sua posição.	76
Figura 50: Posição dos cortadores trocados na cabeça de corte.....	77
Figura 51: Tipos de Falhas dos Cortadores	78
Figura 52: Disco cortador bloqueado (Sem rotação) e Rolamento quebrado	78
Figura 53: Número de cortadores trocados a cada 100 metros.....	79
Figura 54: Comparação entre a vida real e a vida calculada	80
Figura 55: Tensões em diferentes profundidades do cortador	81
Figura 56: Estágios do desgaste do cortador.	82
Figura 57: Esquemático da força entre a superfície da rocha e o cortador.....	82
Figura 58: Vista frontal do contato do cortador (editado)	83
Figura 59: Contato entre as superfícies	84
Figura 60: Distribuição de pressão em contato cilíndrico	85
Figura 61: Comportamento da tensão em relação ao desgaste.....	87
Figura 62: Comportamento das tensões máximas na região de contato em relação ao desgaste (Considerando atrito).....	89

Figura 63: Distribuição de pressão para contato elíptico	89
Figura 64: Comportamento da tensão em relação ao Módulo de Young do cortador.....	91
Figura 65: Comportamento das tensões em relação à largura da ponta do cortador.	92
Figura 66: Trechos onde acontece fadiga de superfície comparada aos cortadores trocados ..	94
Figura 67: Trechos aonde ocorrem fadiga superficial de acordo com o UCS.....	94
Figura 68: Frequência de ocorrência de fadiga de superfície em função do limite de escoamento do material do cortador.	97
Figura 69: Número máximo de trocas estabelecidas.	99
Figura 70: Tensões principais da face de escavação de vários túneis em tensão <i>in situ</i>	101

LISTA DE FIGURAS

Tabela 1: Parâmetros do maciço rochoso e da tuneladora considerados no modelo de durabilidade dos discos de corte	23
Tabela 2: Tamanho, capacidade de carga e ano em que os cortadores foram introduzidos.....	30
Tabela 3: Comparação da vida útil calculada e real dos cortadores	33
Tabela 4: Propriedades mecânicas do aço AISI H13	35
Tabela 5: Composição química do aço AISI H13	35
Tabela 6: Modelos de previsão de desgaste da ferramenta	39
Tabela 7: Resultados da regressão para relacionar diferentes parâmetros geológicos com a vida do cortador	41
Tabela 8: Características da TBM (Manual da TBM)	68
Tabela 9: Característica da rocha escavada	68
Tabela 10: Propriedades mecânicas da rocha.	83
Tabela 11: Valores máximos e mínimos das tensões de contato.....	86
Tabela 12: Valores das tensões entre dois corpos que deslizam entre si	88
Tabela 13: Valores dos parâmetros m e n	90
Tabela 14: Parâmetros para o fator de modificação superficial	95
Tabela 15: Valores do fator kc para diferentes tipos de carregamentos.....	96
Tabela 16: Resultados da força normal pelo modelo CSM.....	106
Tabela 17: Resultados da vida do cortador pelo método de Hassanpour	108
Tabela 18: Parâmetros da geometria do cortador de acordo com o desgaste para estabelecer as tensões hertzianas	110
Tabela 19: Tensões Hertzianas para o caso sem atrito	111
Tabela 20: Tensões hertzianas máximas para o caso de coeficiente de atrito igual a 0,111. .	112
Tabela 21: Resultados para fadiga superficial.....	113
Tabela 22: Resultados para fadiga subsuperficial	114

LISTA DE SIGLA E ABREVIACOES

ABMA - American Bearing Manufacturers Association

ANSI - American National Standards Institute

AVS – Abrasion Value System

BC – Boundary Curve

BTS – Brazilian Tensile Strength

CAI – Cerchar Abrasiveness Index

CC – Coeficiente de Corte

CCS – Constant Cross-section

CLI – Cutter Life Index

CSM – Colorado School of Mines

EPB – Earth Pressure Balance

ISO - International Organization for Standardization

NATM – New Austrian Tunneling Method

NTNU – Norwegian Institute of Technology

RMR – Rock Mass Rating

RQD – Rock Quality Designation

SE – Specific Energy

SJ – Sievers' J index

SPB – Slurry Pressure Balance

TBM – Tunnel Boring Machine

UCS – Uniaxial Compressive Strength

WP – Work Point

Capítulo 1

1. Introdução

A Tunnel Boring Machine, mais conhecida como Tuneladora ou Tatução, é uma máquina para escavação de túneis que podem ser utilizados para construção de vias de transporte rodoviário e ferroviário, armazenamento de líquidos, passagem de cabos e dutos, redes de esgoto e abastecimento de água, uso industrial, entre outros. Essa tecnologia vem constantemente se desenvolvendo, sendo utilizada em diferentes locais e para aplicações.

A ocupação do espaço subterrâneo vem aumentando, principalmente nas grandes cidades, pela falta de espaço para construção de vias sobre a terra. Como exemplo, temos no Rio de Janeiro, a construção da Linha 4 do Metrô Rio, que ligará Ipanema à Barra da Tijuca, onde está sendo utilizada uma TBM (Tunnel Boring Machine).

Existem dois métodos construtivos de túneis: o NATM (New Austrian Tunneling Method), método convencional, onde se usam máquinas e explosivos; e utilizando a TBM método que prevê maior eficiência, facilidade e rapidez, com a construção de seções circulares em maciços rochosos e solos.

Os principais tipos de TBM são: Gripper TBM, Single Shield TBM, Double Shield TBM, EPB (Earth Pressure Balance) e SPB (Slurry Pressure Balance). A seleção do modelo correto depende principalmente dos parâmetros do solo, como sua resistência, deformabilidade, compressibilidade, permeabilidade, heterogeneidade entre outros, além dos fatores econômicos que devem ser levados em consideração. [1]

As TBMs surgiram pela necessidade de termos escavação mais eficiente e com menores efeitos de vibração e poluição. Durante o século XIX, houve algumas tentativas de construção de uma máquina deste tipo, porém sem muito sucesso, como a construção do túnel entre a França e Itália, encomendado pelo Rei de Sardenha. Esta máquina consistia em uma locomotiva com cem brocas rotativas montadas a sua frente. A Revolução de 1848 afetou a continuação deste projeto, que só foi concluído dez anos depois com métodos mais avançados.

Em 1950, James S. Robbins desenvolveu a primeira máquina da maneira como é conhecida hoje para escavar o *Pierre Shale*. A Máquina era capaz de cortar 160 pés (aproximadamente 49 metros) em 24 horas, ou seja, dez vezes mais rápida que as máquinas da época. A grande diferença do projeto de Robbins foi a utilização de uma cabeça rotatória com discos cortadores montados no local, substituindo as picaretas de aço rotativas que eram trocadas frequentemente.

Outra construção interessante é o túnel entre a Inglaterra e a França, onde foram utilizados onze Double Shield TBMs, dois túneis com 7,6 metros de diâmetro e os outros túneis de serviço com 4,8 metros de diâmetro.

No Brasil foi utilizado o TBM em rocha dura pela primeira vez em 2009. Esse túnel foi feito na região de Caraguatatuba, São Paulo no Parque Estadual da Serra do Mar. Devido à impossibilidade de atravessar o parque, uma vez que o mesmo é protegido ambientalmente, foi escolhido esse método. Utilizou-se uma Double Shield TBM de 6,9 metros de diâmetro. Essa construção sofreu atrasos, tendo como um dos motivos problemas nos discos cortadores e em suas fixações. [2]

1.1. Motivação

O uso de tuneladoras vem crescendo no mundo e no Brasil. Entretanto essas máquinas ainda encontram problemas de manutenção, aumentando significativamente o custo da operação.

Um dos principais problemas ocorre pela necessidade de troca de seus cortadores, que são peças que ficam em contato direto com a rocha. Falhas por desgaste e fadiga nesses componentes e em suas fixações são problemas enfrentados frequentemente pelas empresas.

1.2. Objetivo

Esse estudo tem por objetivo propor ações para diminuir a frequência de troca dos cortadores utilizados através de análise de falha dos discos e de suas fixações, e assim comparar esses resultados em diferentes parâmetros de rochas.

1.3. Metodologia e Trabalho Realizado

Para realização desse trabalho, primeiramente foram levantados os dados de campo do túnel como: a quantidade de cortadores trocados por trechos do túnel, as posições na cabeça de corte desses cortadores trocados e suas principais falhas.

Com esses dados, pode-se estimar a vida do cortador em função do volume de rocha escavada antes de sua falha. Esses valores foram comparados com métodos empíricos criados através de análises de outros túneis e discutidos os seus resultados, explicando se a utilização desses métodos é adequada para o túnel estudado.

Posteriormente, foi feita uma análise de tensões nas pontas dos cortadores em função do seu desgaste, utilizando a Teoria de Hertz. Essa etapa teve como objetivo determinar em qual estágio de desgaste do cortador as tensões se mostram mais acentuadas. Além de determinar as tensões para aplicação dos métodos de fadiga superficial e subsuperficial.

Foi analisada a ocorrência de fadiga de superfície em diferentes trechos do túnel utilizando um método para rodas ferroviárias, o método escolhido se mostrou simples e com a dinâmica de movimento semelhante ao caso estudado. Esse método pode acusar situações que esse tipo de desgaste irá ocorrer.

1.4. Organização do Trabalho

O trabalho foi dividido em sete capítulos, primeiramente foi apresentada a Introdução explicando o trabalho realizado e contendo a motivação, o objetivo e a metodologia do

trabalho. Como esse é uma área de pouca familiaridade para muitos da engenharia mecânica, foi feita uma explicação mais profunda da área para melhor entendimento.

O Capítulo 2 apresenta os tipos de escavações utilizadas atualmente, contendo o Novo Método Austríaco de Escavação e a máquina a ser estudada, a Tunnel Boring Machine. Esse capítulo explica o funcionamento dos diferentes tipos de TBMs e suas aplicações.

Para prever a performance da máquina existem diferentes métodos, e os principais procedimentos serão apresentados no Capítulo 3, juntamente com as propriedades da rocha necessárias para a previsão de performance.

O Capítulo 4 tem por objetivo detalhar os elementos que serão o enfoque do trabalho, os discos cortadores. São apresentados os principais tipos de discos, os materiais utilizados e suas propriedades. Além disso, são mostrados os principais métodos para cálculo da vida do cortador atualmente.

A teoria para fadiga de contato é detalhada no Capítulo 5. A Teoria de Hertz é explicada e os métodos utilizados para previsão de vida de rolamentos e rodas ferroviárias também são apresentados.

O Capítulo 6 contém os trabalhos que foram realizados como a utilização de um método empírico para previsão da vida do disco, análise de tensões e a verificação da ocorrência de fadiga de contato através do método para rodas ferroviárias.

A conclusão está no Capítulo 7, e tem como objetivo discutir os resultados encontrados, ações para diminuir a troca dos cortadores e sugestões para futuros trabalhos.

Capítulo 2

2. Métodos de Escavação

2.1. New Austrian Tunneling Method

O NATM é o método mais convencional de escavação de túneis, ele se utiliza de escavadeiras, retroescavadeiras, fresas, martelos hidráulicos e mão-de-obra humana ou de explosivos, que não causam mais fraturas excessivas no maciço rochoso.

Esse método é utilizado na escavação de túneis curtos e com condições geométricas variáveis, bem como quando não se justifica o uso de tuneladoras.

Uma das vantagens deste método é o acesso à frente de escavação, podendo assim prever mudanças geológico-geotécnica do solo ou maciço. Essa previsão permite mudanças no método de ataque à frente de escavação e a escolha de medidas de estabilização e reforços das paredes.

De acordo com o tipo de rocha, os equipamentos usados serão diferentes. Para rochas brandas, ou seja, solo mole é usado o desmonte mecânico, por não haver uma grande resistência da rocha. Para maciços rochosos resistentes são usados explosivos. A Figura 1 mostra os métodos de escavações mais usados. Os números indicam sequência de escavação.

O desmonte mecânico requer a utilização de escavadeiras, retroescavadeiras, fresas, roçadoras e martelos. A Figura 2 mostra uma dessas máquinas, o martelo hidráulico. As rochas retiradas nesse procedimento tem resistência a compressão entre 80 MPa e 120 MPa, são rochas com baixa tenacidade e pouco abrasivas.

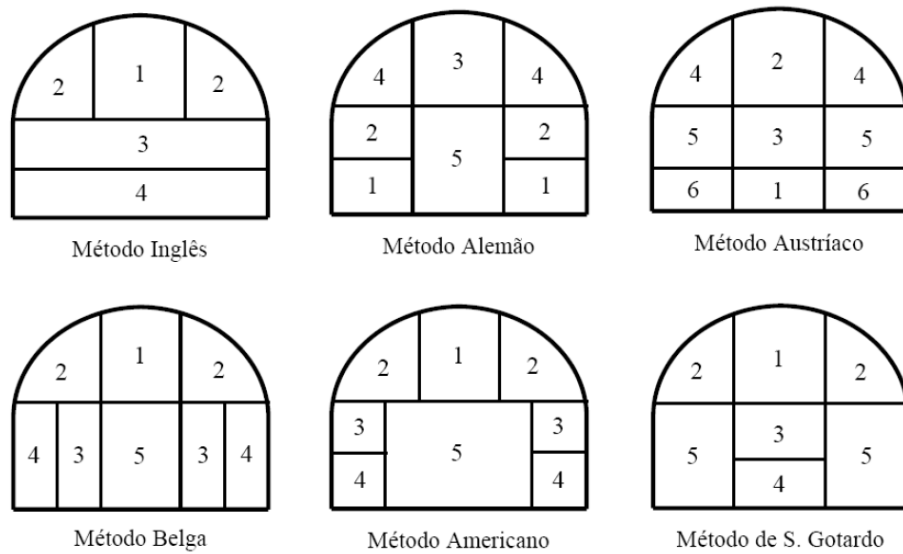


Figura 1: Métodos de escavação mais utilizados [1].



Figura 2: Martelo hidráulico [1].

O desmonte mecânico, segundo Assis (2010, citado por [1]) tem o maciço como principal elemento estrutural. É o chamado efeito arco, onde o túnel é construído em formato de arco que sustenta a maior parte do peso das rochas. Adicionalmente, a seleção de um sistema de suporte de excelência é importante para garantir a estabilidade do túnel.

O desmonte explosivo é feito em rochas de alta resistência e abrasividade quando não é possível o uso de Tuneladora. Uma de suas desvantagens são os riscos causados aos trabalhadores e ao ambiente em seu entorno. São gerados gases e poeiras que devem ser exaustados para fora do túnel, ruídos e a projeção de materiais também são perigosos para os trabalhadores. Esse método é praticamente proibido em centros urbanos. Sua grande vantagem é o arranque e fragmentação do maciço, o que facilita a transporte do material retirado.

2.2. Tunnel Boring Machine

As tuneladoras são máquinas capazes de perfurar longos túneis de seção circular. Essas máquinas têm grande eficiência e produtividade, tornando seu uso mais comum nos dias atuais. Além disso, são máquinas versáteis sendo possível sua aplicação em solo de baixa resistência até rochas de altíssima resistência mecânica. Entretanto os túneis construídos devem ter grandes raios de curvatura.



Figura 3: TBM para rocha dura no Brasil (fonte própria).

Suas principais desvantagens são o alto investimento inicial e falta de flexibilidade, pois uma vez determinado o projeto pouco se pode alterar, aumentando em alguns casos, relevantemente, o custo da obra. Esse custo, no entanto, é considerado baixo quando visto de forma global, levando em consideração a eficiência, produtividade e o tempo gasto na obra. Adicionalmente, as TBMs causam menor impacto no maciço, garantindo maior estabilidade da rocha, com menor carga de trabalho, maior segurança e custo e prazo mais garantidos.

A escolha correta do tipo de TBM varia de acordo com as propriedades do meio, e devem ser minuciosamente estudadas. Algumas das especificações básicas desta máquina são: diâmetro do túnel, o peso da máquina, a máxima força de torção, potência, rotações por minuto da cabeça de corte, força transmitida aos apoios, penetração, diâmetro dos discos de corte, número de instrumentos de corte e força transmitida por disco de corte.

Existem duas diferenciações principais entre as máquinas. Máquinas para solo, ou seja, meio brando, que aplicam contrapressão para balancear as pressões de terra e água do lençol freático evitando que haja desmoronamento. E existem máquinas para meio rochoso, que funcionam pela simples compressão do disco contra a rocha, e devem resistir a grande abrasividade da mesma.

A fragmentação da rocha se dá por dois processos em sequência: o entalhamento, onde há a penetração dos discos, que por sua vez esmagam a rocha fazendo com que ocorra a propagação de fissuras e o despedaçamento, onde estas fissuras encontram outras fissuras gerando os detritos.

2.2.1. Tipos de TBMs

2.2.1.1. Gripper TBM

Gripper TBMs são utilizadas em maciços rochosos de média e alta capacidade autoportante, maciços os quais não devem apresentar descontinuidades importantes ou pouco resistentes, ou seja, conter material argiloso.

Seu funcionamento é baseado em sapatas laterais, que tem a função de imobilizar o corpo central da TBM. A tensão aplicada pelas sapatas depende da força desenvolvida na cabeça de corte do maciço. Essa máquina não possui escudo, ou seja, proteção para frente de trabalho. A Figura 4 mostra os principais componentes da Gripper TBM.

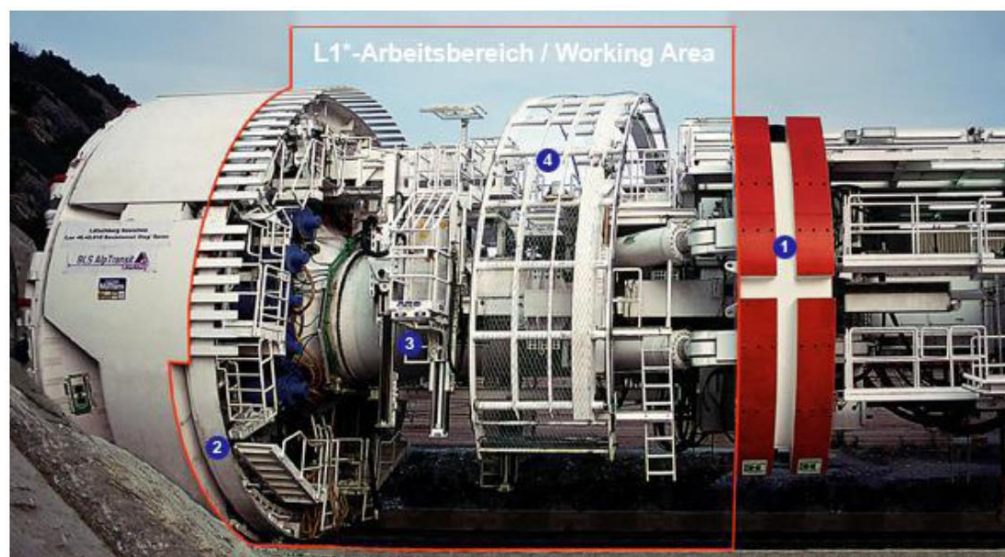


Figura 4: Principais componentes da Gripper TBM [1].

Após a escavação de uma seção são colocados suportes primários na área de trabalho, são utilizados cambotas metálicas, chumbadores e redes metálicas. Esse suporte tem a função de segurar as paredes da seção já escavada, evitando desmoronamento e danificação da máquina.

Os Grippers, ou sapatas, pressionam a parede do túnel assim impulsionam a TBM através de macacos hidráulicos. O curso dos macacos define o comprimento de escavação. Os macacos também são responsáveis pelo torque aplicado à cabeça de corte.

Na cabeça de corte estão presentes pás especiais que coletam os detritos rochosos, que por sua vez são transportados por correias à área de back-up. Na área de back-up estão presentes o controle operacional, as estruturas de reparo da máquina e os suportes secundários.

A Figura 5 apresenta a sequência de trabalho da Gripper TBM.

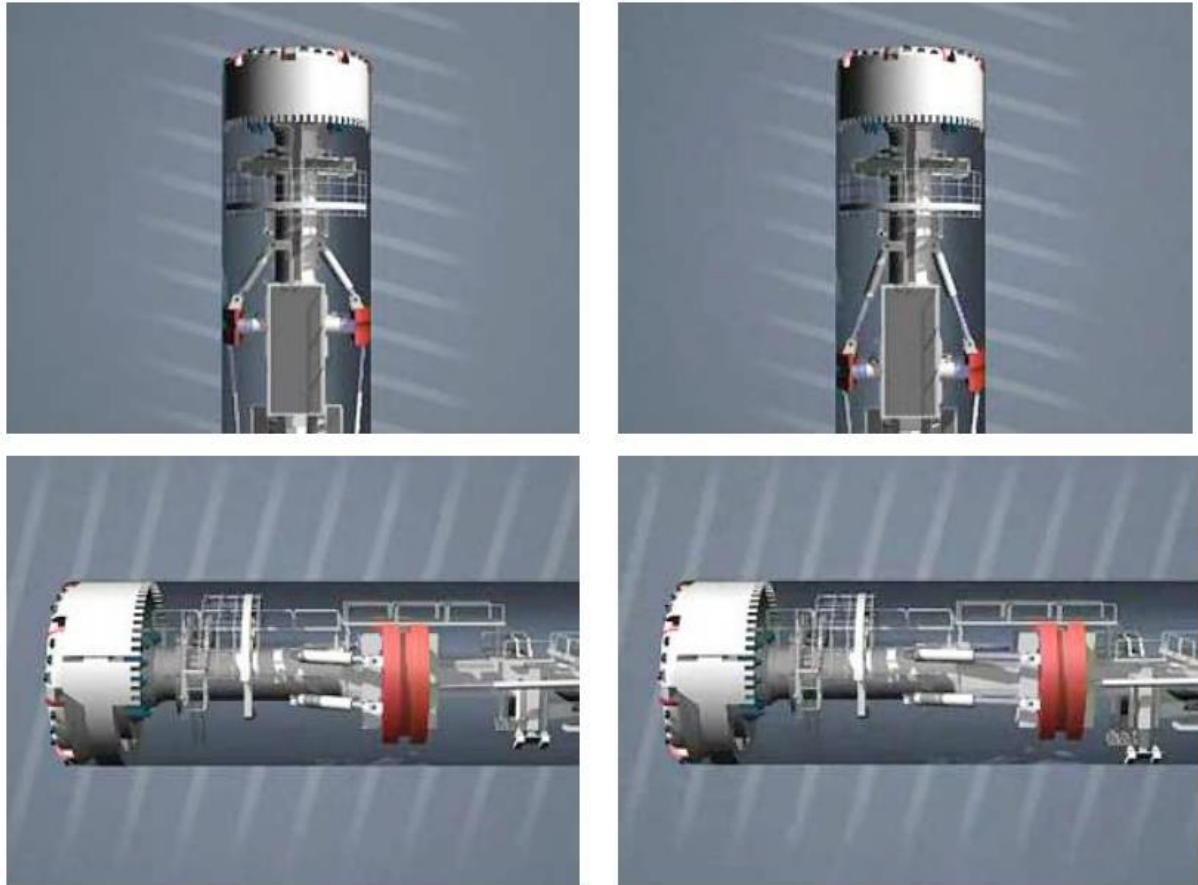


Figura 5: Sequência de trabalho Gripper TBM [1].

2.2.1.2. Single Shield TBM

Single Shield TBM é aplicada em maciços rochosos de resistência baixa a moderada, ou seja, rochas brandas com resistência a compressão entre 0,5MPa a 25MPa (Johnson, 1993; Pinho, 2003; citados por [1]). Essa TBM é impulsionada por cilindros hidráulicos ligados a cabeça de corte com seus suportes instalados na seção anterior, como na Figura 6. A cabeça de corte pode ser ligada rigidamente ao escudo ou pode ser articulada e é composta por um único escudo cilíndrico de aço com função de proteger equipamentos e trabalhadores de eventuais quedas do maciço.

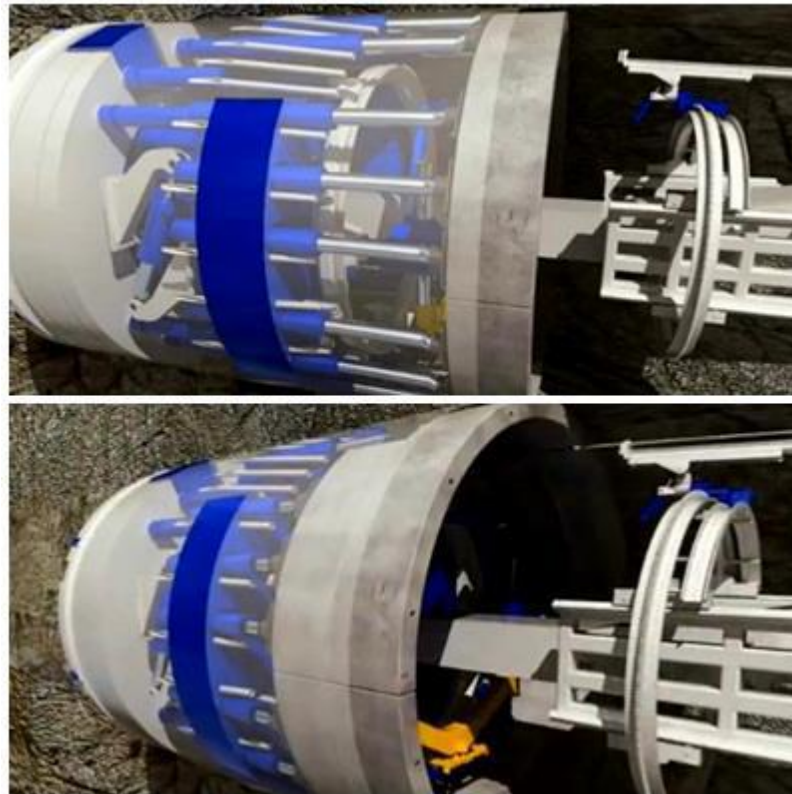


Figura 6: Cilindros da Single Shield TBM [1].

Esse escudo tem diâmetro inferior ao diâmetro do túnel, o que permite deformações naturais do maciço e evita a parada do equipamento por travamento. As cabeças de corte podem ser não-pressurizadas, semi-pressurizadas e pressurizadas.

A TBM de Escudo Único trabalha com um ciclo descontínuo. A cabeça de corte é empurrada por cilindros hidráulicos apoiados no anel pré-moldado, o torque é aplicado e os discos cortadores cisalham o maciço rochoso. Os detritos gerados são recolhidos por aberturas

na cabeça de corte e transportados por correias. Após o corte, onde os cilindros atingem seu curso máximo, os suportes são instalados. Os atuadores são apoiados nos novos anéis e o ciclo se inicia novamente.

2.2.1.3. Double Shield TBM

A Double Shield TBM é a máquina com maior faixa de aplicabilidade, por ser a mais versátil. Ela é indicada quando o maciço rochoso apresenta heterogeneidade, e é usada para escavar rochas de excelentes propriedades geomecânicas, como granitos e gnaisses e solos de baixa resistência, como argila e siltes. Ela possui dois modos de operação: o modo gripper contínuo, utilizados em maciços resistentes e o modo shield descontínuo, usado em regiões de falha. Esta máquina contém dois escudos, o escudo frontal ligado diretamente à cabeça de corte e o escudo principal, também chamado de Gripper Shield. Estes dois escudos se interligam meio de cilindros telescópios.

No modo contínuo, os cilindros telescópios impulsionam a cabeça de corte e estendem o escudo frontal em relação ao escudo principal. Conforme o escudo frontal avança, os suportes do túnel são instalados na região do cilindro principal. Com esse trabalho simultâneo é possível quase duplicar a velocidade de avanço comparado com o de escudo simples (Barbosa, 2008; citado por [1]). Na sequência, os grippers são recolhidos e cilindros auxiliares apoiados nos suportes impulsionam o escudo principal.

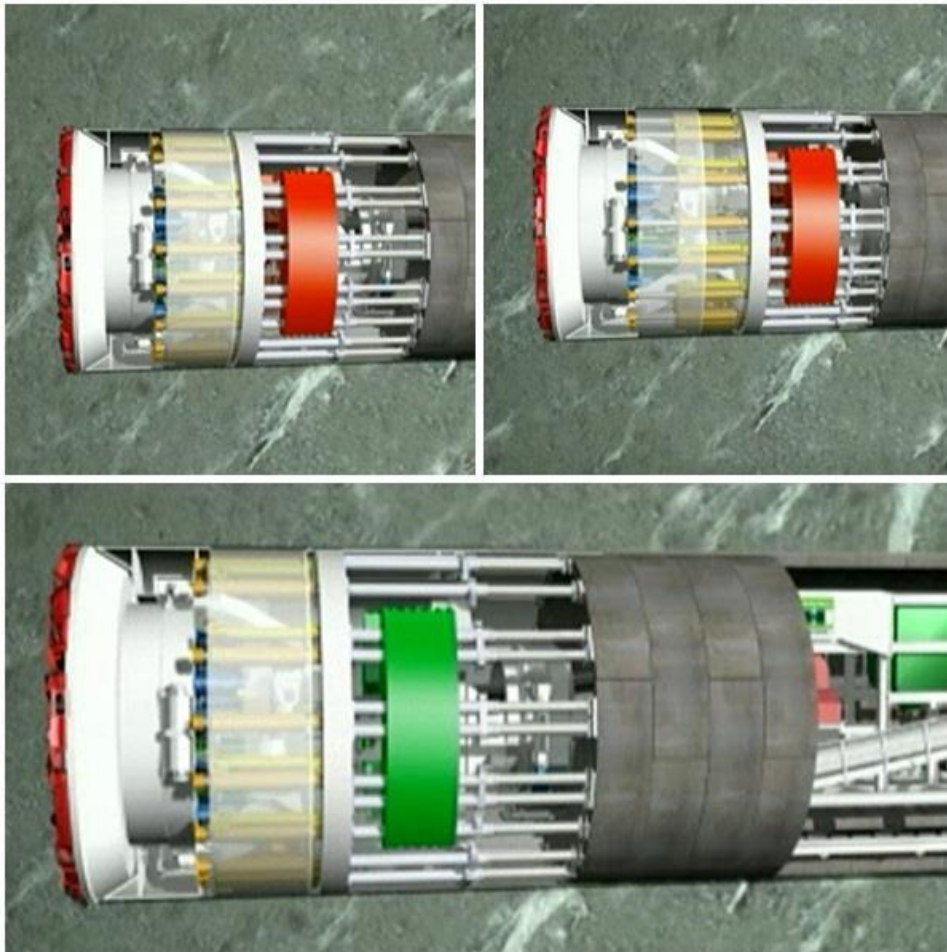


Figura 7: Sequência da Double Shield TBM em modo contínuo [1].

Em regiões de falhas geológicas, a TBM opera no modo descontínuo, semelhante à de único escudo. Essa mudança faz com que a máquina seja mais versátil.

Apesar de todas as vantagens, o escudo posterior pode ser bloqueado devido à entrada de material na junta telescópica, essa é a grande desvantagem em relação à Single Shield TBM.

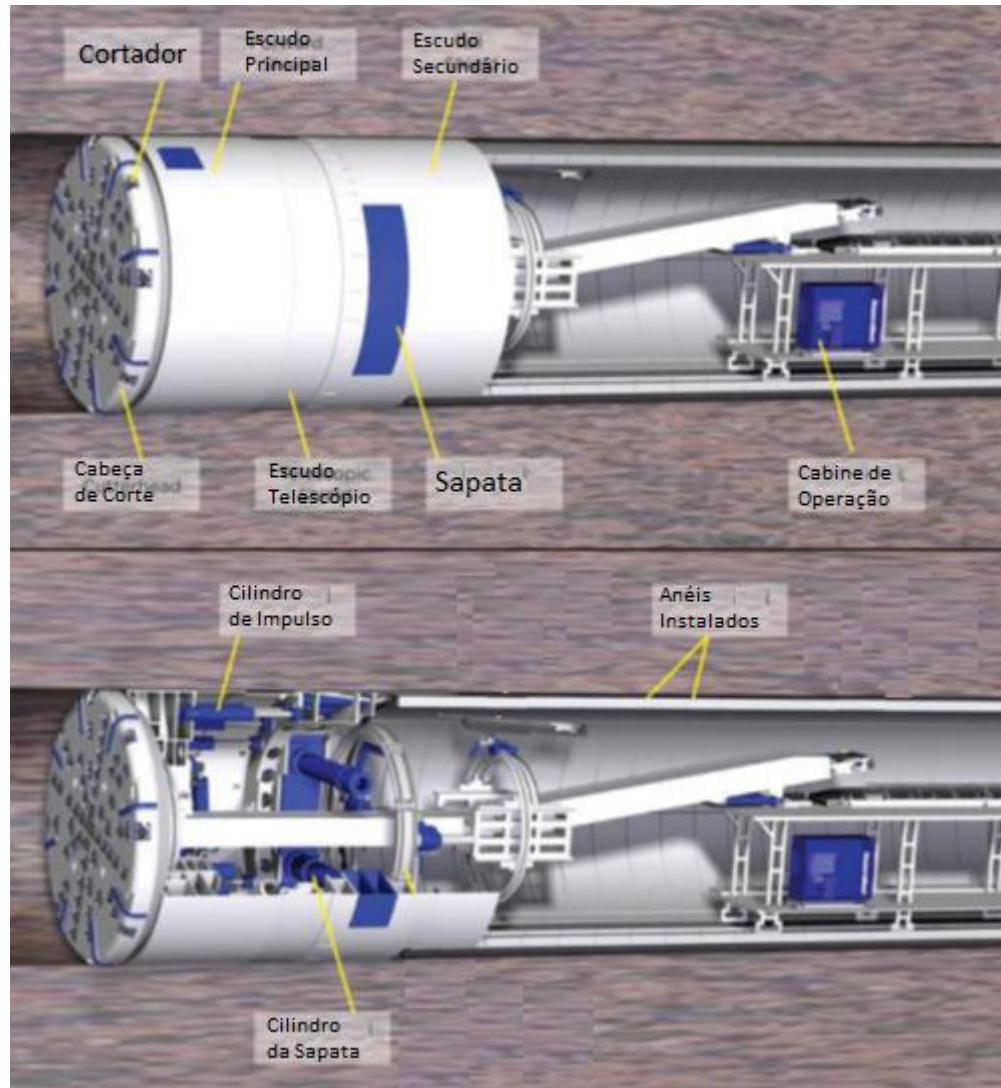


Figura 8: Componentes da Double Shield TBM [1].

2.2.1.4. EPB (Earth Pressure Balance)

A EPB é uma tuneladora de escudo único com sistema de pressurização, aplicada em solos com baixa resistência ou nenhuma capacidade de suporte, como por exemplo, solos siltosos e argilosos. Também pode ser aplicada em maciços, devido à alta capacidade de corte de seus discos. É adequada para escavações em centros urbanos, aonde não é admissível a ocorrência de recalques (deformações que podem se propagar para a superfície). A sua principal função é balancear a pressão gerada pelo solo e pela água na frente de trabalho, tendo sua frente pressurizada.

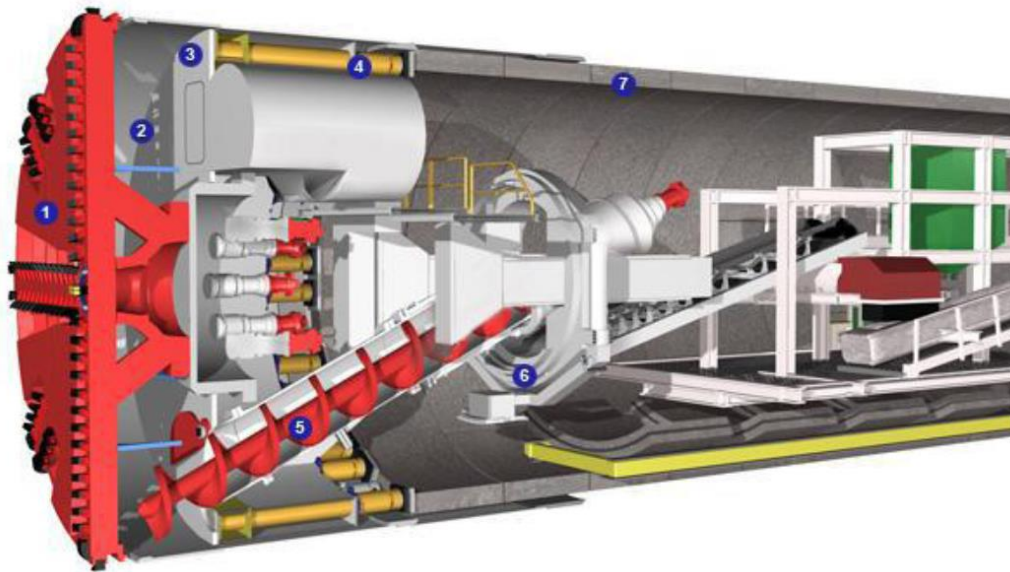


Figura 9: EPB TBM [1].

Observando a Figura 9, a cabeça de corte (1) aplica pressão para balancear as pressões de terra e água. O sistema de pressurização é composto por macacos hidráulicos (4) e pela câmara de pressão (2). Quando escavado, o solo entra por aberturas na cabeça de corte e na câmara de pressão. Os cilindros hidráulicos controlam a entrada e saída de solo nessa região. Uma força é aplicada no anteparo da câmara de pressão (3) é transmitida para o solo que pressiona a cabeça de corte, formando assim o equilíbrio com as pressões da massa de solo à frente somadas a pressão da água. Uma vez que não pode ocorrer uma compactação do solo natural, assim, a taxa de remoção do solo deve ser igual ao avanço da máquina (Botelho, 2010).

A retirada do solo da câmara é feita por um trado helicoidal (5), havendo assim uma diminuição gradativa da pressão. O solo retirado é conduzido por esteiras transportadoras à área de back-up. Após a escavação, suportes de concreto pré-moldado (7) são instalados por meio de sistema eretor (6).

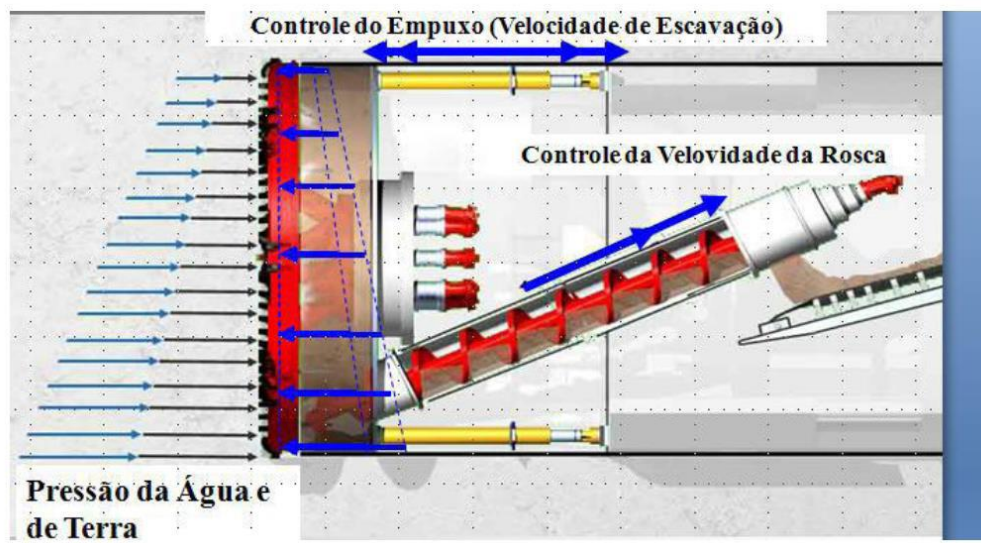


Figura 10: Balanceamento de pressão [1].



Figura 11: EPB utilizada na Linha 4 do metrô de São Paulo [1].

Capítulo 3

3. Propriedades dos Maciços Rochosos

Para a escolha da TBM é importante realizar um estudo de critérios, como a determinação das tensões e das propriedades geológico-geotécnicas do maciço, além da análise de custos, localização e topografia para avaliação da viabilidade da obra.

Deve-se entender que o maciço é formado por rochas intactas e descontinuidades. As rochas intactas representam as melhores propriedades do maciço como resistência, deformabilidade e permeabilidade. Já as descontinuidades são onde se encontram os planos de fraqueza. A escala do túnel é determinante para avaliação das propriedades do meio. Por exemplo, na perfuração de um poço de petróleo devem-se considerar as características de rocha intacta. Túneis de pequeno diâmetro são considerados como descontinuidades. E em construção de barragens, em túneis de grandes diâmetros se utiliza as propriedades de maciço, conforme mostrado na Figura 12.

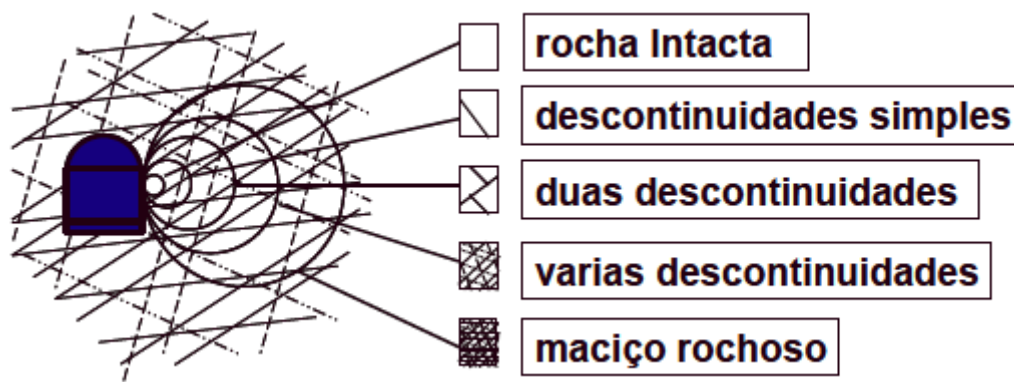


Figura 12: Influência do tamanho da obra e do grau de fraturamento do maciço rochoso na escolha de propriedades da rocha [1].

A determinação das propriedades dos maciços rochosos é feita por métodos empíricos e formas indiretas devido à escala, pois não é possível fazer ensaios reproduzindo o tamanho do maciço rochoso. Esta determinação também não pode ser feita por ensaios ou ponderações entre rocha intacta e descontinuidades.

As teorias existentes não são muito desenvolvidas. Esses métodos são feitos a partir de experiências anteriores ou classificações geomecânicas, utilizando os índices de qualidade do

maciço. O que se julga mais efetivo é catalogar experiências em outros lugares e relacioná-las com a situação encontrada (Assis, 2003, citado por [1]).

Temos as classificações geomecânicas mais aceitas atualmente que são o Sistema RMR, desenvolvido por Bieniawski em 1973, e o sistema Q desenvolvido por Barton em 1974. Os dois métodos são soluções empíricas, por isso não fornecem parâmetros para projetos. Além dessas classificações, existe o Sistema GSI desenvolvido por Hoek, que é um sistema que relaciona os dois citados anteriormente e fornece parâmetros para dimensionamento. Porém ainda é menos utilizado.

A seguir serão explicados o sistema RMR e o sistema Q por serem os sistemas mais utilizados e mostrarem maior peso na seleção de tuneladoras.

3.1. Sistema RMR (Rock Mass Rating)

Bieniawski ressalta que nenhum sistema é satisfatório em todos os aspectos, por isso é preciso optar por parâmetros que se julguem mais importantes. Os parâmetros do sistema RMR são baseados em dados usuais obtidos em teste das rochas sem grandes custos. Dados como o perfil geológico estrutural, tipos de rochas, a situação atual (intemperismo), propriedades de rocha intacta (resistência a compressão uniaxial e módulo de elasticidade), RQD (Rock Quality Designation), intensidade de faturamento, propriedades de descontinuidade e condições do lençol freático.

Assim os parâmetros utilizados são: RQD, grau de intemperismo, resistência à compressão de rocha intacta, espaçamento entre descontinuidades, direção e mergulho das descontinuidades, abertura e descontinuidade da junta e influência de águas subterrâneas.

Para determinação do RMR existem tabelas que atribuem diferentes pesos aos parâmetros e esses são somados para encontrar seu valor. O valor máximo é 100 (cem).

Esse sistema é baseado em rochas intemperizadas da África do Sul, portanto sua utilização deve ser em rochas de estado e comportamento semelhante.

3.2. Sistema Q (Tunneling Quality Index)

O Sistema Q apresenta diferenças significativas em relação ao Sistema RMR, ambos continuam sendo métodos empíricos. O RMR ignora parâmetros como a rugosidade das paredes de descontinuidades, a resistência à fricção e o estado de tensões do maciço. O valor Q é uma escala logarítmica de 0,001 a 1000. A Equação (1) demonstra como Q é calculado.

$$Q = \left(\frac{RQD}{J_n} \right) \left(\frac{J_r}{J_a} \right) \left(\frac{J_w}{SRF} \right) \quad (1)$$

RQD: Índice de qualidade;

J_n: Índice de influência do número de famílias;

J_r: Índice de influência da rugosidade das paredes das descontinuidades;

J_a: Índice de influência do grau de alteração das paredes das descontinuidades;

J_w: Índice de influência da ação da água subterrânea nas descontinuidades;

SRF: Índice de influência do estado de tensões no maciço rochoso.

Cada quociente representa uma característica diferente. O primeiro representa a estrutura do maciço, o segundo a rugosidade e o grau de alteração das paredes e o terceiro descreve o fator empírico “tensão ativa” no maciço.

Esse sistema é baseado em rochas de alta resistência e deve ser utilizado em casos semelhantes.

3.3. Métodos de Seleção

3.3.1. Método NTNU

O método NTNU (Norwegian Institute of Technology), é um método empírico baseado em dados de campo de escavações anteriores, a partir dos quais são obtidos gráficos e posteriormente são realizadas análises de regressão baseadas nas propriedades do maciço rochoso, parâmetros da tuneladora e condições do meio subterrâneo (Rostami, 1996, citado por [1]).

Ao longo dos anos o método NTNU sofreu diversas mudanças e recebeu muitas melhorias, e a última versão foi apresentada por Bruland (1998), o qual mostra o método dividido em quatro modelos independentes: taxa de penetração, taxa de avanço, durabilidade dos discos de corte e estimativas de custo.

O modelo da taxa de penetração é baseado no comportamento da curva apresentada na Figura 13, obtida a partir de testes de penetração por meio de tuneladoras em vários túneis.

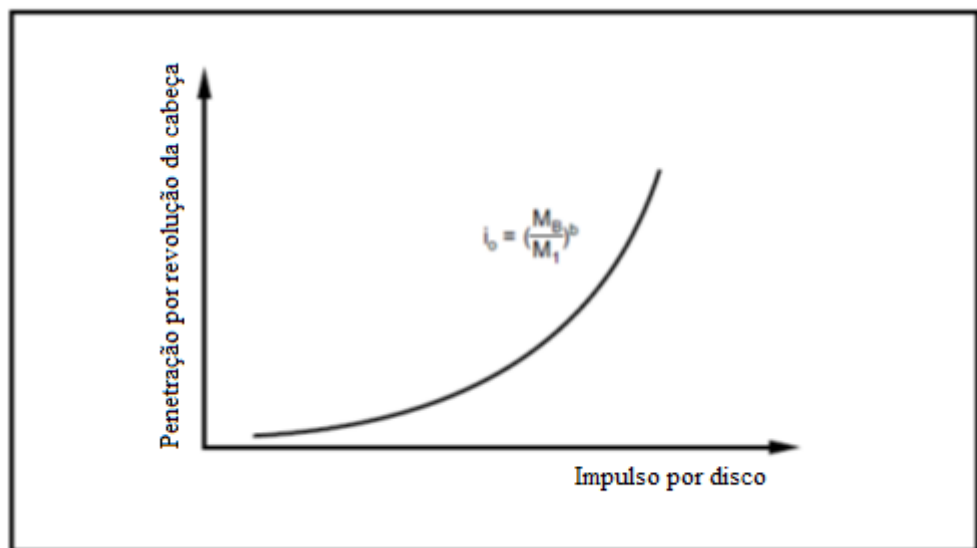


Figura 13: Comportamento geral da curva de penetração [3].

As características básicas da curva de penetração são representadas pelos coeficientes M_B e b que significam, respectivamente, o impulso crítico ou necessário para que ocorra 1 mm de penetração por revolução da cabeça de corte (kN/corte), e o expoente de penetração, o qual descreve o efeito de mudança no impulso de corte aplicado. O coeficiente M_B representa

a média de impulso por corte (kN/corte) e i_0 a penetração da tuneladora por revolução (mm/rev).

Se o impulso total for muito baixo, os discos de corte irão deslizar e desgastar a face rochosa com baixa penetração, gerando assim, altos custos de corte. Esta é uma das razões para normalizar a curva de penetração em relação ao impulso crítico [1].

Em relação aos parâmetros da tuneladora, não há dúvidas que a média de impulso de corte é o parâmetro principal. A razão para isso é que com o aumento do impulso, as bordas dos discos de corte irão penetrar mais profundamente na face de escavação.

A média de espaçamento entre discos de corte é dada pelo raio da tuneladora dividido pelo número de discos na cabeça de corte.

Os parâmetros considerados no método NTNU são determinados por meio de índices obtidos a partir de um conjunto de testes, a saber:

- Teste de britagem “S20”: Representa a porcentagem de rocha passando em uma peneira de 11,2 mm depois de ser atingida 20 vezes por um soquete de 14 kg;
- Sievers’ J index “SJ”: Índice determinado por meio de uma pequena perfuração com certa geometria, peso e número de rotações, a fim de medir a profundidade de penetração;
- Teste de abrasão “AV”: Medida da abrasão em um determinado tempo por meio de carboneto de tungstênio e pó de rocha.

O modelo de durabilidade dos discos é baseado no tempo de abrasão dos discos de corte. A durabilidade dos discos é dada em h/corte, o que equivale ao tempo de corte em uma distância percorrida (km/corte) para uma dada revolução da cabeça de corte.

Tabela 1: Parâmetros do maciço rochoso e da tuneladora considerados no modelo de durabilidade dos discos de corte [1][3].

Parâmetros do Maciço Rochoso	Parâmetros da Tuneladora
Índice de durabilidade (CLI)	Número de discos de corte na cabeça de corte
Teor de quartzo (%)	Diâmetro do disco de corte
	Diâmetro da tuneladora
	Rotações por minuto da cabeça de corte

A Tabela 1 mostra os parâmetros considerados nesse modelo. O índice de durabilidade (*CLI – Cutter Life Index*), expressa a propriedade de abrasão da rocha triturada e da face rochosa do túnel, sendo considerado o parâmetro que representa o processo abrasivo sofrido pelo disco de corte. O CLI é medido pelos valores AVS e SJ, que expressam, respectivamente, o quão rápido os pedaços de rocha desgastam o disco, e em que lugar do disco a abrasão ocorrerá. A relação para o cálculo de CLI é dada na Equação (2):

$$CLI = 13,84 \left(\frac{SJ}{AVS} \right)^{0,3847} \quad (2)$$

Vale ressaltar que o modelo não considera o efeito do impulso de corte na durabilidade dos discos, sendo válido somente até certo nível de impulso. Ao ultrapassar tal nível, os discos de corte podem apresentar demasiado desgaste.

Além dos parâmetros já apresentados o modelo NTNU leva em consideração a taxa de avanço que é estimada a partir do tempo de utilização da tuneladora e da taxa de penetração (m/h), e é dada em m/dia, m/semana, m/mês ou até mesmo em m/ano e também se baseia em estimativas de custo da escavação.

3.3.2. Método CSM

O método CSM (Colorado School of Mines) é um método teórico/empírico, apresentado por Rostami & Ozdemir (1993), o qual, ao lado do método NTNU, é o mais

utilizado para estimar a performance de tuneladoras em campo. O método foi desenvolvido para estimar os requisitos de força de corte da Seção Transversal Constante (CCS) dos discos de corte em um dado espaço de corte e penetração para determinadas condições de maciço.

A fim de estimar as forças agindo nos discos de corte é necessário integrar as pressões atuantes ao longo do perímetro do disco, sendo desprezadas eventuais forças externas. A região de interação pode ser especificada por meio do ângulo ϕ , o qual representa o ângulo de contato entre o disco de corte e a rocha, determinado por:

$$\phi = \cos^{-1}\left(\frac{R - p}{R}\right) \quad (3)$$

Sendo:

R: Raio do disco de corte;

p: Penetração.

A magnitude da pressão P é dada por:

$$P = P' \left(1 - \frac{\theta}{\phi}\right)^\psi \quad (4)$$

Sendo:

P': Pressão base;

θ : Ângulo entre a normal e a face, variando de 0 à ϕ .

Esta função pode gerar diferentes distribuições de pressão, mudando assim o coeficiente ψ . Esse coeficiente está relacionado com a largura e ângulo da ponta do disco. Uma distribuição linear, iniciando de zero na frente do disco e atingindo o máximo P' sob o disco, $\psi = 1$. O valor de $\psi = 0$ gera uma distribuição uniforme de pressões ao longo do contorno do disco. Diminuindo-se o valor de ψ aumentará a razão entre forças tangenciais e normais, a qual é denominada de coeficiente de corte (CC). Esse valor varia entre 0,2 para formatos em V e cortadores finos até -0,2 para pontas mais largas, geralmente esse valor pode ser definido como 0,1. [4]

As forças normal e tangencial, F_n e F_r , são componentes da força resultante, projetadas nos eixos X e Y. A Figura 14 e a Figura 15 mostram dois tipos de distribuições de pressão, sendo uma linear e outra para casos gerais. Estudos recentes de Rostami [5] mostram

que a real distribuição da pressão tem formato diferente e está demonstrada na Figura 16. Embora exista essa diferença de distribuição, as equações abaixo ainda podem ser utilizadas com confiabilidade.

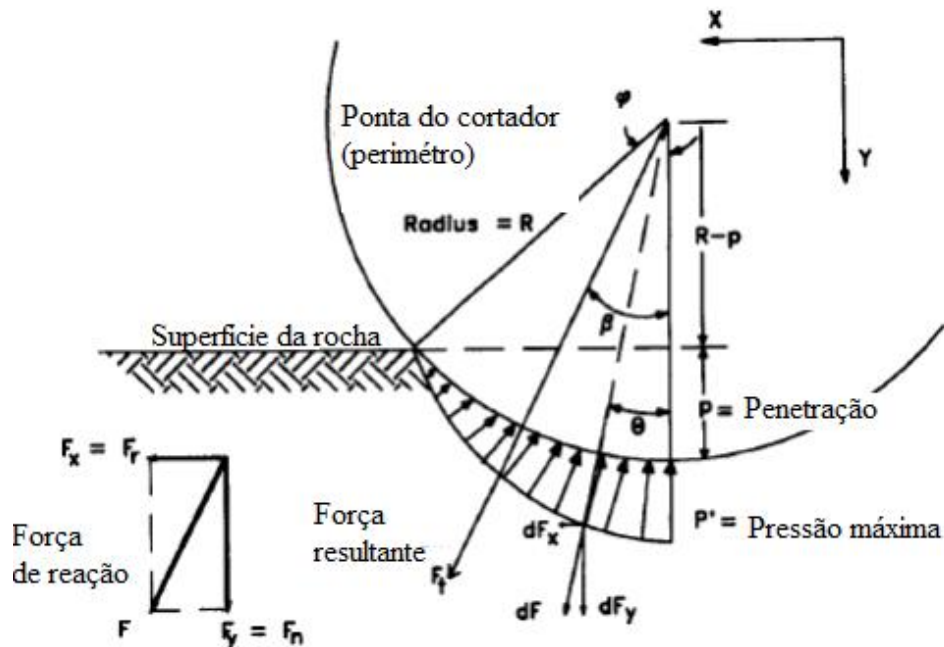


Figura 14: Distribuição linear de pressão ao longo do perímetro do disco [1][6].

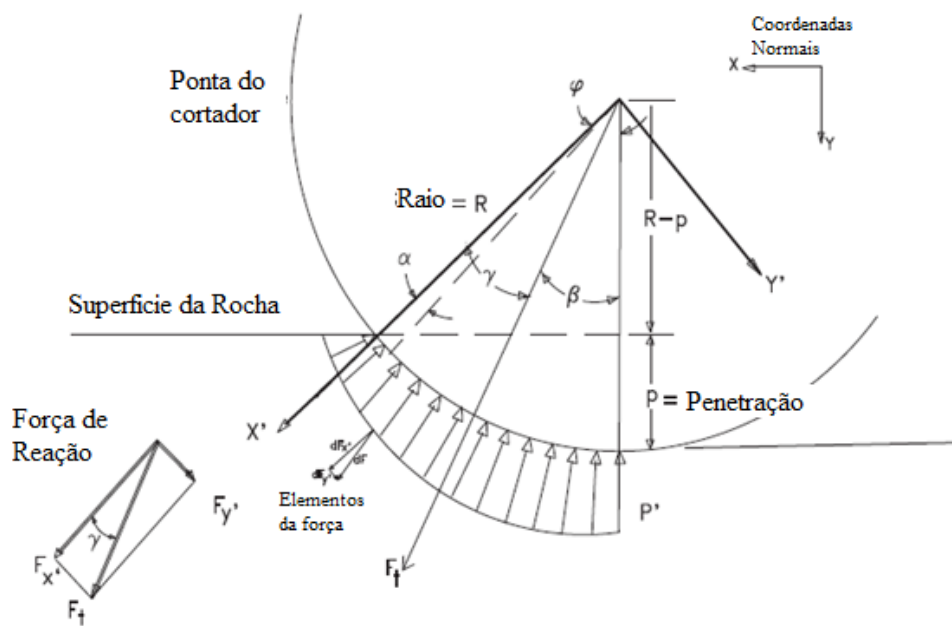


Figura 15: Distribuição geral de pressão ao longo do perímetro do disco [1][5][6].

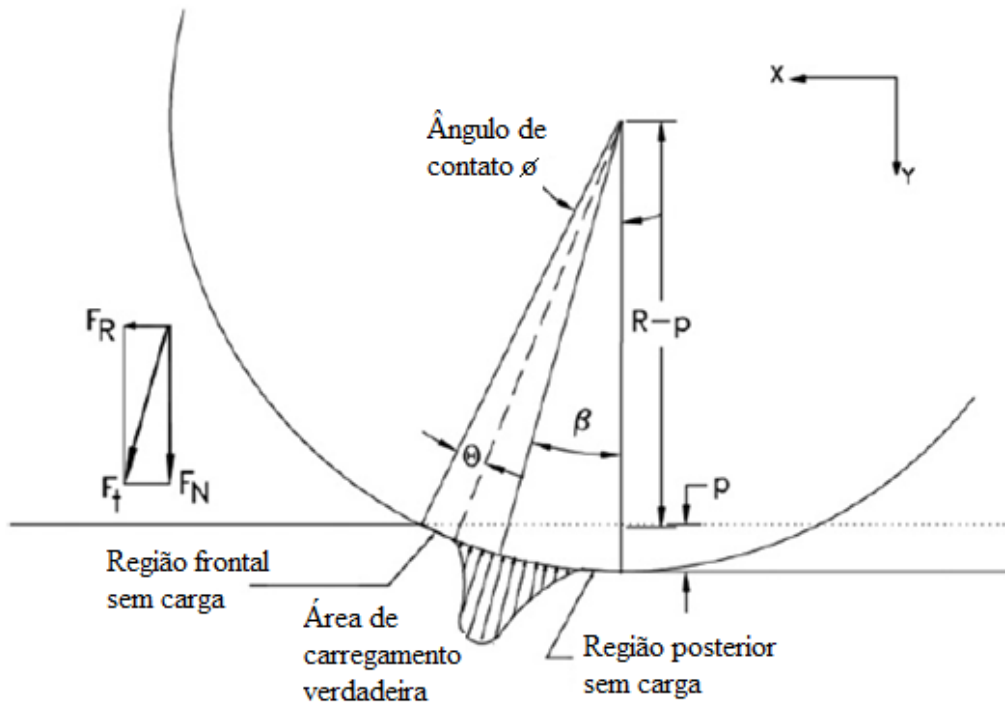


Figura 16: Distribuição de pressão postulada na zona de contato[5].

O ângulo entre a força resultante e a normal da face de corte pode ser determinado estimando-se o coeficiente de corte, a saber:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{F_r}{F_n}\right) = \tan^{-1}(CC) \quad (5)$$

Os valores de F_n e F_r podem ser calculados como:

$$F_n = TR\phi P' \quad (6)$$

$$CC = \frac{F_r}{F_n} \quad (7)$$

Onde T é a espessura da ponta do disco de corte e R o raio do disco de corte. O coeficiente de corte pode ser estimado por:

$$CC = \tan \frac{\phi}{2} \quad (8)$$

Considerando que a pressão P é função da geometria de corte e das propriedades do maciço rochoso, uma solução geral a fim de encontrar pressões altas suficientes na zona de compressão para propagar as fissuras para formar lascas entre dois discos de corte adjacentes,

não existe. Contudo, uma correlação obtida a partir de uma determinada base de dados, entre as forças de corte medidas e os parâmetros de corte, pode ser utilizada para desenvolver um método para estimar a pressão base P' expressa na Equação (9).

Rostami (1996) apresenta uma formulação para o cálculo da pressão base P' :

$$P' = C^3 \sqrt{\frac{S}{\phi \sqrt{RT}}} \sigma_c^2 \sigma_t \quad (9)$$

Sendo:

C: Constante (C = 2,12 para casos gerais)

S: Espaçamento entre discos de corte (mm);

ϕ : ângulo de contato entre o disco de corte e a rocha (rad);

R: Raio do disco (mm);

T: Espessura da ponta do disco (mm);

σ_c : Resistência à compressão da rocha (MPa);

σ_t : Resistência à tração da rocha (MPa).

Esses resultados podem ser utilizados para projetar e aperfeiçoar a cabeça de corte da tuneladora. Para um determinado diâmetro, o número de discos de corte na face pode ser estimado dividindo-se o raio da cabeça de corte pelo espaçamento entre discos, e o número de discos deve ser maior no centro e nos extremos da cabeça de corte. A força de impulso da máquina é facilmente obtida multiplicando-se a força normal pelo número de discos de corte (Equação 10). O torque causado por cada disco de corte é dado pela força tangente multiplicada pela distância do disco até o centro da cabeça de corte, e assim, o valor do torque requerido é dado pelo somatório dos torques causados pelos discos individuais Equação (11). A velocidade angular da máquina é limitada pela velocidade linear máxima admissível nos discos de corte dos extremos, a qual é limitada pelos fabricantes dos discos, a fim de evitar a geração de aquecimento excessivo e danos prematuros nas juntas (Equação 12).

$$Th^* = \sum_1^N Fn \approx NFn \quad (10)$$

$$Tq^* = \sum_1^N FriRi \approx 0,3D'NFr \quad (11)$$

$$RPM = \frac{V}{\pi D'} \quad (12)$$

A potência da máquina é dada pela Equação 13:

$$HP^* = \frac{Tq^*RPM}{5250} \quad (13)$$

Considerando eficiência:

$$Th = \frac{Th^*}{\eta} \quad (14)$$

$$Tq = \frac{Tq^*}{\eta} \quad (15)$$

D': Diâmetro da tuneladora;

N: Número total de discos de corte;

V: Velocidade linear limite dos discos de corte (dada pelo fabricante).

A partir destes parâmetros, que são fixos para um determinado tipo de rocha e tuneladora específica, a taxa de avanço pode ser facilmente estimada como a penetração por revolução da máquina e pode ser obtida por meio dos parâmetros dados.

Bruland critica o modelo CSM pelo fato do método não incorporar sistematicamente o grau de fraturamento do maciço rochoso, sendo este considerado a principal falha do método. Além disso, o método não é completo, e assim, torna-se difícil realizar comparações entre o CSM e o NTNU de modo a obter resultados completos e satisfatórios.

A principal vantagem do método CSM está em sua fácil adaptação em condições de maciço novas ou inesperadas, as quais podem ser consideradas sem complicações, além do projeto e otimização da tuneladora ser facilmente realizado.

Capítulo 4

4. Cortadores da TBM

TBM Cutters ou cortadores, como podem ser chamados, são usados, atualmente, em larga escala na indústria de tuneladoras. Foram desenvolvidos por Robbins em 1952 para perfuração de um túnel no estado da Dakota do Sul, Estados Unidos. Atualmente, os cortadores podem ser utilizados tanto em solos arenosos e argilosos, com pressões d'água altíssimas, quanto em maciços rochosos com resistência a compressão de 420MPa. Túneis aplicáveis vão de no mínimo um metro de diâmetro até 15 metros. Conforme ilustrado na Figura 17, os cortadores são compostos pelo anel (cutter ring), corpo (cutter body), eixo, rolamentos, dispositivos de vedação e outras partes menores.

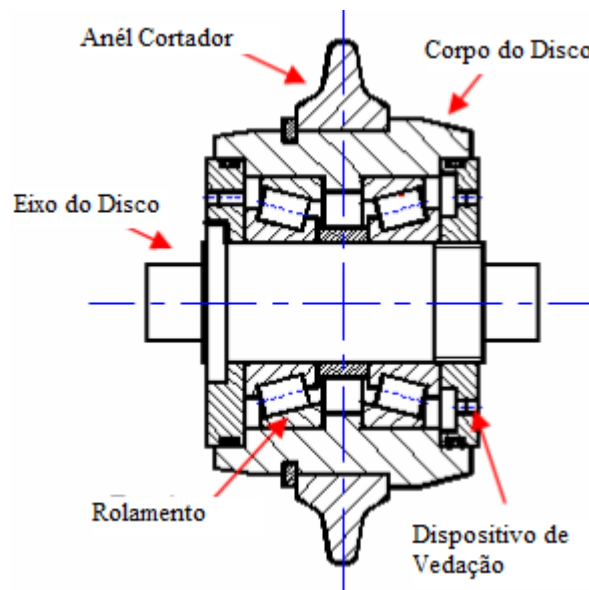


Figura 17: Componentes do cortador [7]

Os cortadores devem ser trocados frequentemente durante a construção do túnel e sua troca, ainda que custosa, é extremamente importante. Além disso, em casos de falhas catastróficas, o projeto pode ficar parado por longo período. Como exemplo da importância da troca dos cortadores, podemos citar o caso aonde ocorre falha em um grupo dos cortadores, chamada de *wipe out*, e o operador, em questão, não interrompe o processo de escavação, causando grandes prejuízos à cabeça de corte. Por esta razão é importante prever a vida útil do

cortador, pois assim é possível planejar a troca dos cortadores e evitar que casos como este aconteçam.

O design dos cortadores deve ser especial para cada tipo de rocha, e conseqüentemente os cortadores para rochas duras são os mais caros, devido à alta exigência de resistência e abrasão. Os primeiros cortadores eram pequenos e se pareciam pouco com os atuais. Através de estudos, o tamanho e a capacidade dos rolamentos aumentaram, conforme podemos ver na Tabela 2. Também foram aprimorados o design da cabeça de corte, o gerenciamento dos cortadores e sua lubrificação.

Tabela 2: Tamanho, capacidade de carga e ano em que os cortadores foram introduzidos [8].

Diâmetro (pol.)	Carga (kN)	Ano de Introdução
11	85	1961
12	125	1969
13	145	1980
14	165	1976
15.5	200	1973
16.25	200	1987
17	215	1983
19	312	1989
20	312	2006

Em 1989, Robbins introduziu os cortadores de 19'', substituindo os cortadores de 17''. Ele usou como base os estudos de túneis que utilizam cortadores de 17'', aproveitando dados como a quantidade de cortadores trocados e a razão para suas falhas. Os cortadores de 19'' tiveram 38% de aumento de volume de material para desgaste.

O aumento da ponta do cortador diminui a tensão de contato, mas também diminui a taxa de penetração. Esse aumento no diâmetro dos cortadores foi utilizado de forma provisória, pois pesquisas de metalurgia resultaram na utilização de aços ferramenta modificados, melhorando os anéis e principalmente ajudando a manter a resistência em altas temperaturas.

Outras melhoras na cabeça de corte também foram feitas ao perceber que a falha de 5 a 10 cortadores no mesmo caminho em sequência estava relacionada ao espaçamento entre eles.

Com o desenvolvimento dos anéis, os rolamentos passaram a ser a parte mais fraca dos cortadores, o que requer maior atenção com esse componente. Os cortadores quando retirados podem ser submetidos a um dos dois procedimentos descritos abaixo:

- Re-ring: troca apenas do anel e da lubrificação.
- Re-build, ou reconstrução: desmontagem completa, troca do anel, rolamentos, vedações, outras partes pequenas e lubrificação.

Obviamente, re-build é mais caro que re-ring, pois, no primeiro, é necessária a troca de todos os componentes. Por isso, é importante monitorar a razão Re-ring/Re-build. Essa razão deve ser o mais alta possível.

Muitas pesquisas foram feitas para melhoria dos materiais e foram demonstradas com sucesso, porém tinham custos inaceitáveis. Por isso, o aumento de volume dos anéis se mostrou mais econômico. Pode-se aumentar a largura da ponta, o diâmetro do disco ou os dois. Desenvolveu-se então o disco cortador de 20''. Adaptaram-se as TBMs com discos de 19'' para trabalharem também com discos de 20'', utilizando-se os mesmos rolamentos, eixo e demais componentes do cortador de 19''. Os discos de 20'' têm 58% a mais de volume para desgaste quando comparado aos anteriores.

Com a melhora dos anéis, os rolamentos também deveriam ser melhorados. Os rolamentos estão submetidos a carregamentos dinâmicos extremos e vibrações em ambiente agressivo. Devido a essas cargas, os rolamentos podem falhar gerando desalinhamento nos cortadores deixando detritos entrarem em seu interior ou, se por outro lado ocorrer uma falha das vedações, detritos entrariam e quebrariam os rolamentos. A Figura 18 mostra exemplos de cortadores danificados[8].



Figura 18: Cortadores danificados[8]

Para determinar a causa da falha, normalmente as vedações são as primeiras a serem avaliadas. Essas falhas podem ser causadas por erro de montagem, corrosão por inatividade, entre outros problemas.

Os rolamentos são usados diversas vezes sem que se faça manutenção, por isso é importante manter o gerenciamento dessas partes. Falhas dos rolamentos podem ocorrer por cargas dinâmicas extremas, sobrecarga, perda de lubrificação, aquecimento, erro de montagem e contaminação.

Modelos foram criados para prever a vida dos rolamentos, mas esses modelos ainda não condizem com o que acontece na realidade. Essa diferença entre o valor calculado e o real ocorre porque ainda não foi possível definir e quantificar exatamente as cargas dinâmicas que esses rolamentos estão sujeitos, além do fato de que as condições geológicas reais não são controladas ou consistentes como nos modelos. A Tabela 3 faz uma comparação entre a vida útil calculada e a real dos cortadores de dois túneis.

Tabela 3: Comparação da vida útil calculada e real dos cortadores [8].

	Cortadores de 17''	Cortadores de 19''
Vida útil calculada dos rolamentos (horas)	43	2165
Local	Manapouri, NZ	Cobb County, Atlanta
Horas de trabalho da TBM (horas)	7950	3117
Número de conjunto de rolamentos usados	1612	191
Média de vida útil dos rolamentos (horas)	5	16
Razão Real/Calculado	11,47%	0,75%

É intuitivo pensar que o ponto principal pra criar um cortador de excelência é a alta dureza. Isso é verdade, porém não é o único fator. A dureza é necessária para retardar a deformação quando o anel é pressionado contra a rocha, mas se torna inútil se o material for muito frágil. Por este motivo, a dureza e a tenacidade do cortador são as propriedades mais importantes para serem administradas. A melhora contínua dos tratamentos térmicos tem importância tão grande quanto à escolha da liga correta quando o objetivo é aumentar a dureza e a tenacidade.

Estatisticamente, os gastos com discos cortadores representam um quinto do custo do projeto, e o tempo gasto para substituí-los é de aproximadamente um terço do tempo total do projeto [9].

É possível aumentar a vida útil dos cortadores através de pesquisas de materiais, que sejam condizentes economicamente com o projeto. E ainda há o que melhorar no design dos cortadores.

4.1. Tipos de Cortadores

Existem diversos tipos de discos cortadores, como os mostrados na Figura 19. Os discos utilizados podem variar de acordo com os tipos de rochas e com sua localização na cabeça de corte. Pode-se notar que alguns cortadores contêm ranhuras e são formados por mais de um disco. Existem dois tipos principais de discos cortadores: V-shaped (Formato em V) e o CCS (Constant cross-section). Comparado com V-shaped, o CCS pode manter maior eficiência de corte e durabilidade (Acaroglu, 2008, citado por [9]) e é o disco mais utilizado

[8] podendo ser chamado também de Single Disc Cutter (Disco Cortador Simples) (Figura 20).

A fratura da rocha, que será explicada com mais detalhes no Capítulo 4.3 ocorre principalmente por compressão, assim sendo o disco de seção constante tem melhor rendimento nesse trabalho.



Figura 19: Tipos de Cortadores (fonte: <www.palmierigroup.com>).



Figura 20: Single Disc Cutter fonte: (fonte: www.palmierigroup.com).

Os discos cortadores são normalmente feitos de materiais similares aos aços ferramenta de alta liga AISI H13 e H14, e quando usados em rochas mais abrasivas, podem conter um revestimento de carboneto de tungstênio. Alguns fornecedores foram consultados para que essas informações fossem comprovadas, como Jiansui Cutters & Bits e Herrenknecht. Esses cortadores têm dureza entre 55-59 HRC. Suas características mecânicas principais e sua composição química estão demonstradas na Tabela 4 e na Tabela 5 respectivamente.

Tabela 4: Propriedades mecânicas do aço AISI H13[10].

Massa específica	7,80g/cc	
Dureza Rockwell C	52-54	Temperado e revenido em ar ou óleo
Limite de resistência	1990 Mpa	Em HRC = 55
Limite de escoamento	1650 MPa	Em HRC = 55
Alongamento de fratura	9,0%	Em HRC = 55
Módulo de Elásticidade	210 GPa	
Coefficiente de Possion	0,30	
Módulo de Cisalhamento	81,0 GPa	Estimado do módulo de elast.

Tabela 5: Composição química do aço AISI H13 [10].

Carbono, C	0,32 – 0,40%
Cromo, Cr	5,13 – 5,25%
Ferro, Fe	>= 90,95%
Molibdênio, Mo	1,33 – 1,4%
Silício, Si	1,0%
Vanádio, V	1,0%

4.2. Fatores que influenciam as falhas

Existem diversos fatores que podem influenciar no desgaste dos discos cortadores. A abrasão é um fator que tem grande influência, e quanto maior for a abrasividade da rocha, maior será o seu desgaste. A distância entre os cortadores também está entre os principais fatores de desgaste. Para que isso seja diminuído, existem caminhos a serem tomados, como os métodos para seleção de TBM e melhoria de sua performance. Os métodos NTNU e CSM, já detalhados no Capítulo 3.3, estão entre os mais utilizados. Esses métodos tomam como uma das referencias testes de abrasão, como o AVS (Abrasion Value System) e CAI (Cerchar Abrasiveness Index) respectivamente. O método NTNU estipula o CLI (Cutter Life Index) através do AVS. Ambos os métodos são bastante utilizados, porém o CSM é atualmente o mais simples e mais difundido.

Os fatores que influenciam no desgaste são divididos em dois grupos. O primeiro grupo diz respeito às condições da rocha, dentre elas estão a resistência à compressão e à

tração, a abrasão, o sistema de juntas e a presença de água. É importantíssima a qualificação desses fatores para o melhor desempenho da TBM. O segundo grupo se baseia nos ajustes operacionais, como o impulso e a velocidade de rotação, além da manutenção regular e checagem dos cortadores. O aumento da taxa de penetração e a diminuição da velocidade de rotação da cabeça reduzem em 40% a quantidade de discos trocados [11].

De acordo com Ribachi & Fazio [12], o impulso é mais importante que a potência e a velocidade de rotação. No túnel Varzo escavado em formação gnáissicas na Itália, o alto impulso não resultou em alto desgaste, mas sim na quebra dos rolamentos e dos suportes dos cortadores. Por isso, deve-se haver uma melhoria da confiabilidade e resistência dos cortadores.

O desgaste máximo dos discos de 17'' está em torno de 25 milímetros e para os de 19'' o limite máximo está perto de 30 milímetros [11]. Porém a escolha de cortadores com diâmetro maior nem sempre é uma solução válida [12].

4.3. Mecanismo de Fratura da Rocha

Durante o corte da rocha com os cortadores, uma zona com muitas fraturas na rocha irá aparecer logo abaixo do cortador (Figura 21). Essa zona é chamada de *Crushed Zone* (Zona Esmagada) e é causada pela grande concentração de tensões gerada pela geometria dos cortadores[13].

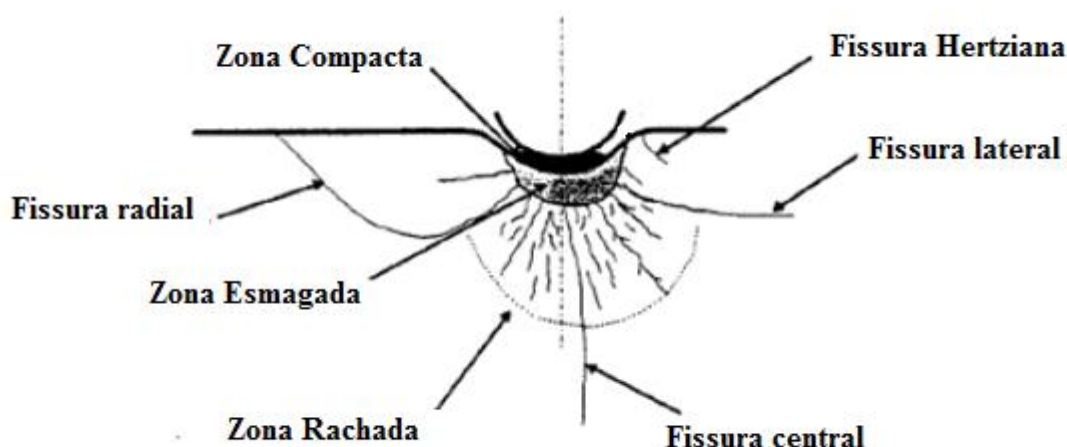


Figura 21: Diferentes zonas que ocorrem durante o entalhe da rocha [13].

A largura da zona esmagada é dita como aproximadamente 1,2 a 1,3 vezes a largura da ponta do disco e a profundidade da zona é proporcional à profundidade de penetração.

Acima da zona esmagada, ocorre a formação da zona compacta durante a formação de lascas, quando na verdade era esperado que ocorresse o processo de penetração contínua. Isso acontece porque o pó da rocha fica preso entre o disco e as paredes da vala criada que quando comprimido leva a formação de um novo material, com propriedades quase iguais as da rocha intacta (Lindqvist, 1982, citado por [13]). Esse processo tem influência negativa no processo de corte, mesmo que a energia usada não seja grande.

Abaixo da zona esmagada irá aparecer uma região com muitas rochas rachadas. Essa zona é chamada de *Cracked Zone* (Zona Rachada).

Durante o processo com discos cortadores, lascas de rochas são criadas. Este é o chamado processo de chipping. Esse fenômeno não está completamente estudado e não está à disposição uma explicação teórica completa. Diz-se que o chipping ocorre na região frontal não carregada. Quando a pressão na Crushed Zone é grande o suficiente uma lasca de rocha é criada. Existem dois casos de formação de lascas, quando uma trinca encontra uma superfície livre ou quando uma trinca encontra outra trinca criada por outro cortador adjacente, como pode ser visto na Figura 22. Exatamente quando e em qual direção a trinca irá se propagar não é um dado conhecido, mas normalmente isso acontece na direção mais fraca ou aonde as tensões nas rochas são maiores. Na Figura 23 pode-se ver a formação de lascas na região mais larga e a zona esmagada criada pelos cortadores.

É importante salientar que o espaço entre os cortadores tem grande influência no processo de chipping. Quanto maior essa distância, maior será a energia necessária para que a formação de lascas aconteça.

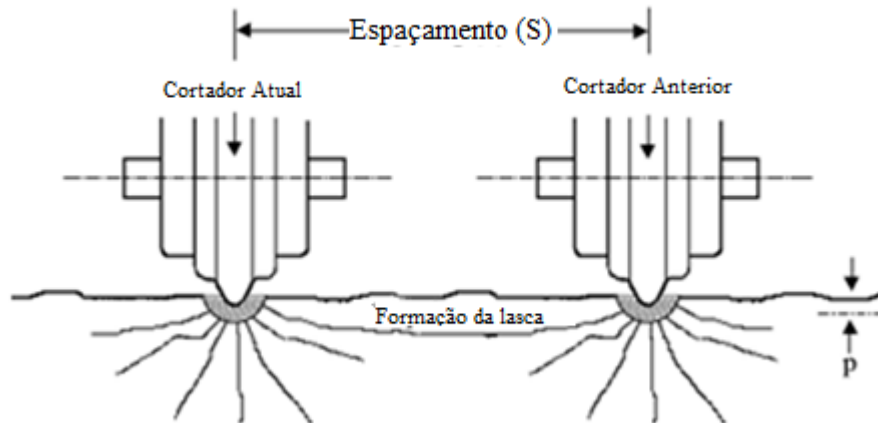


Figura 22: Formação de lascas (Chipping) (fonte: <<https://www.herrenknecht.com/>>).

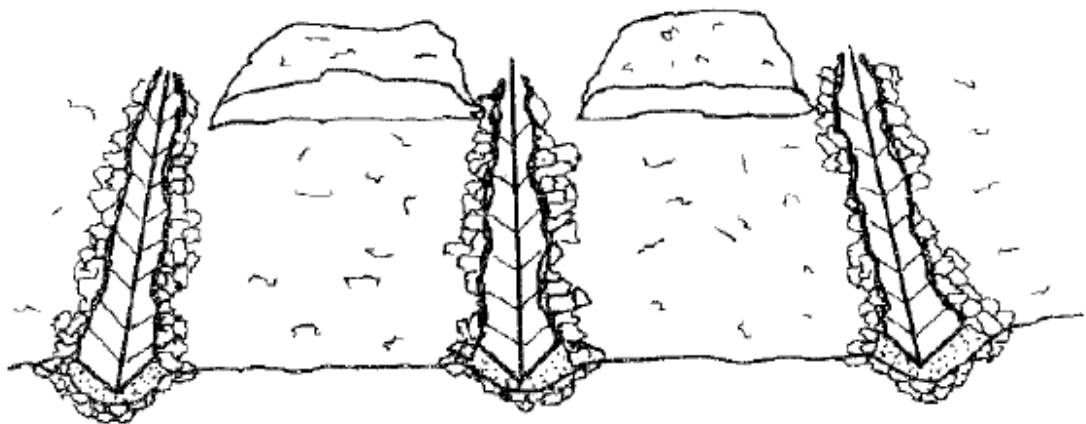


Figura 23: Lascas e zona esmagada durante [13].

4.4. Vida do Cortador Atualmente

A Tabela 6 lista os principais modelos de previsão da vida dos cortadores por desgaste e suas características. A maioria desses métodos computa o custo total de substituição dos cortadores, o atraso devido a sua substituição e o número de cortadores consumidos durante a escavação que precisam ser substituídos.

Tabela 6: Modelos de previsão de desgaste da ferramenta[14].

No.	Método	Testes de abrasão requeridos	Parâmetros de input	Parâmetros de output	Limitações	Autor
2	Modelo CSM	Teste Cerchar	CAI	Custo Total, Atrasos Número total de cortadores		Rostami (1997)
3	Vida do cortador empírica	-		Custo Total, Atrasos, número total de cortadores		Nelson et al. (1994)
4	Modelo Gehring	Teste Cerchar	CAI		Não disponível para público geral	Gehring (1995)
5	Modelo NTNU	Slevers' J e Teste AVS	CLI	Custo Total, Atrasos, número total de cortadores	Basicamente baseado em rochas ígneas e metamórficas da Noruega	Bruland (1998)
6	Maidl	Teste Cerchar e Teste UCS	CAI, UCS	Vida média do cortador		Maidl et al. (2008)
7	RME	Teste Cerchar e Teste UCS	CAI, UCS	Vida do cortador	Limitado a um único projeto	Bieniawski et al. (2009)
8	Frenzel	Teste Cerchar	CAI	Custo Total, Atrasos, número total de cortadores		Frenzel (2001)

Como pode ser visto na Tabela 6, a vida dos discos cortadores podem ser expressas de diferentes formas. Através de dados de campo, pode ser observado a quantidade de metros escavados por cortador H_m na Equação (16) [3][14].

$$H_m(m/cutter) = \frac{L(m)}{N_{TBM}} \quad (16)$$

Onde N_{TBM} é o número total de discos trocados e L é o comprimento do túnel. O desgaste dos discos também pode ser definido como o número de discos substituídos por comprimento escavado (W_m na Equação (17)).

$$W_m(cutter/m) = \frac{N_{TBM}}{L(m)} \quad (17)$$

Outra unidade frequentemente usada é a distância de rolamento percorrida por um disco antes de ser substituído. Nesse conceito a taxa de penetração e as posições de cada disco devem ser conhecidas.

É esperado que com o aumento do diâmetro do túnel em determinada rocha, a média de vida dos cortadores por metro escavado seja reduzida. Para ignorar a influência do diâmetro do disco e tornar possível a comparação de diversos projetos, o parâmetro H_f (média de vida do cortador por metros cúbico) foi introduzido e é indicado na Equação (18) [3][14].

$$H_f(m^3/cutter) = \frac{H_m \cdot \pi \cdot d_{TBM}^2}{4} \quad (18)$$

Para estimar o desgaste da ferramenta e os parâmetros de vida durante o túnel, um procedimento explicado por Bruland (1998) ([3] citado por [14]) foi utilizado. Nesse procedimento, os três parâmetros de interesse incluindo desgaste instantâneo (W_m) e parâmetros instantâneos de vida do cortador (H_m e H_f) são calculados por sessão ao longo do túnel por somatório de desgaste e vida a cada ponto de troca de cortadores.

ABI ou Abrasiveness Index é um novo índice para medição da abrasão da rocha. Esse índice é derivado pela combinação de dois parâmetros: o VHNR (Dureza Vicker da Rocha) e UCS (Resistência a compressão uniaxial) como mostrado na Equação (19).

$$ABI = VHNR \left(\frac{UCS}{100} \right) \quad (19)$$

ABI pode ser calculado por duas propriedades facilmente obtidas de rocha intacta. O VHNR de uma determinada rocha pode ser calculado levando em consideração a média da Dureza Vicker (VHN) de minerais individuais na composição mineralógica da rocha, conforme explicado por Bruland [3].

Um novo método empírico e mais simples foi desenvolvido por Hassanpour et al. em 2013[14]. Equações empíricas têm grande importância nos estágios iniciais de design, pois são mais práticas e baseadas em projetos reais, comparadas com análises teóricas. Assim foram desenvolvidas equações empíricas simples para relacionar a vida do cortador e diferentes parâmetros da rocha, exemplificados na Tabela 7 [14].

Tabela 7: Resultados da regressão para relacionar diferentes parâmetros geológicos com a vida do cortador.

Parâmetros de engenharia geológica		Coefficiente de regressão	Tipo de regressão	Relação	No. Eq.
Rocha Intacta	VHNR	0,631	Logarítmica	$H_f = -2106 \ln(VNHR) + 14567$	(20)
	UCS (MPa)	0,548	Logarítmica	$H_f = -1281 \ln(UCS) + 6744,9$	(21)
	Quartz content (%)	0,047	Linear	$H_f = -10,57 \ln(QC) + 1189,2$	(22)
	Abrasivity Index (ABI)	0,683	Logarítmica	$H_f = -940,1 \ln(ABI) + 6939,4$	(23)
Maciço Rochoso	Jv	0,283	Linear	$H_f = 45,597J_v + 472,28$	(24)
	RQD (%)	0,315	Logarítmica	$H_f = -766,8 \ln(RQD) + 4288,9$	(25)
	Resistência Geol. Ind. (GSI)	0,284	Logarítmica	$H_f = -885,8 \ln(GSI) + 4580,9$	(26)
	Basic RMR	0,310	Logarítmica	$H_f = -1512 \ln(BRMR) + 7203,7$	(27)

Em adição, a análise de regressão simples de diferentes propriedades da rocha versus a vida do disco, o método múltiplo de regressão também foi utilizado para encontrar uma equação que melhor projetasse os dados existentes. O melhor resultado encontrado foi entre o parâmetro H_f como resposta além de UCS e VHNR como parâmetros de previsão em uma combinação linear de 95% [14], como mostrado na Equação (28).

$$H_f = -2,669VHNR - 7,891UCS + 3430,955 \quad (28)$$

Resultados das análises indicam que existe uma forte relação entre a vida do cortador e os dois parâmetros principais: a dureza média dos minerais (VHNR) e a resistência à compressão uniaxial da rocha intacta (UCS). Visto que as equações propostas são baseadas em informações de um único túnel é recomendável a aplicação com cautela em situações geológicas similares e TBM do mesmo tamanho. Essas equações foram desenvolvidas baseadas em dados de rochas com alta quantidade de juntas e rochas ígneas de UCS desde 30 até maior que 150MPa. As equações propostas mostram relações razoáveis com o coeficiente de correlação R^2 próximo a 70%. Não é recomendado utilizar esse modelo para rochas como brita ou zonas fracas assim como zonas com condições especiais, por exemplo, rochas mistas [14].

4.5. Método da Energia para Prever Desgaste dos Cortadores

O método da energia desenvolvido por Wang utiliza o valor SE (Specific Energy ou Energia Específica) que é definido como a energia necessária para o disco remover uma unidade de rocha. Com ele é possível definir os parâmetros dos cortadores ou, se utilizado para analisar dados de um túnel, é possível encontrar quais os discos na cabeça estão sofrendo desgaste excessivo.

O desgaste da ponta do cortador irá alterar as características da geometria do disco, especialmente em respeito à redução do raio do disco cortador, como mostrado na Figura 24. A extensão do desgaste do disco pode ser definida como a diferença entre seu raio original e o raio do cortador desgastado (Parviz, 1975; Liu, 2003; Wan, 2002; citados por [9]). Quando a extensão do desgaste atinge certo ponto, o disco não é mais efetivo. Experiências têm comprovado que o desgaste da ponta diminui o desempenho de corte [9].

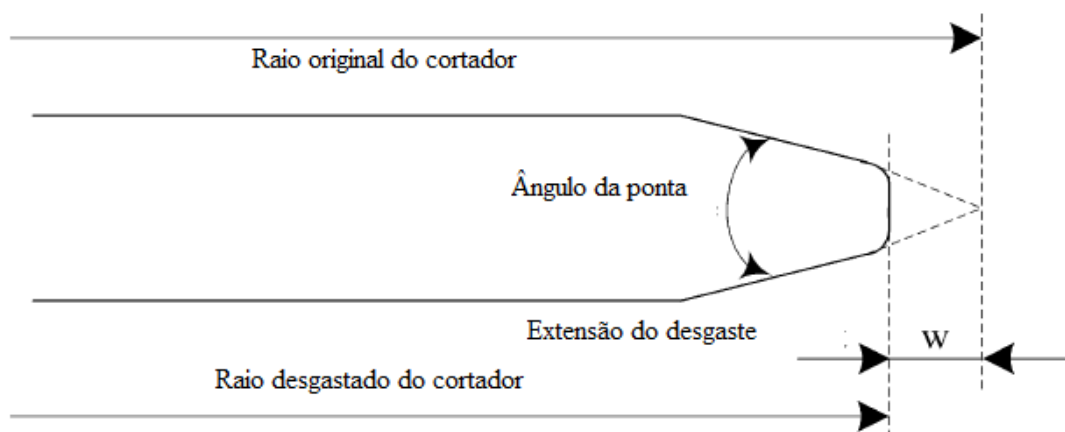


Figura 24: Desenho esquemático da extensão do desgaste[9].

Os trabalhos anteriores referentes ao desgaste do disco podem ser divididos em duas categorias. A primeira envolve o desenvolvimento de uma fórmula ou regra baseada nos parâmetros de trabalho da TBM. Zhang (2006) desenvolveu um método para estimar o desgaste dos cortadores analisando os parâmetros do túnel. Baseado em um modelo mecânico de fator único de disco cortador, uma fórmula metade teórica, metade experimental foi estabelecida para prever a condição de desgaste do disco.

A segunda categoria utiliza parâmetros para indicar características abrasivas enquanto o disco corta o maciço. Zhang & Ji (2009) que utilizaram conceitos de coeficiente de desgaste de comprimento de arco para calcular a extensão do desgaste. O modelo CSM de previsão de performance da TBM estima a vida do cortador em termos de Cechar Abrasivity Index (CAI). O modelo NTNU utiliza valores especializados de abrasão para estimar a vida do cortador (Rostami et al., 2007).

O valor SE pode, a princípio, ser calculado pelas forças impostas ao disco e essas forças podem ser estimadas usando os parâmetros de operação da TBM.

Na prática, o desgaste do disco é causado pela fricção rolante entre o disco e a rocha dura. De acordo com Wen & Huang (2002), esse atrito é igual à razão entre a força rolante e a força normal, que é o mesmo que o coeficiente de corte.

Em resumo, o coeficiente de corte e a penetração podem ser influenciados pelas propriedades da rocha e pelo desgaste do disco. Parviz (1975) provou experimentalmente que para a mesma força normal, o coeficiente de corte e a penetração diminuem quando a extensão do desgaste do disco aumenta, onde o valor SE aumenta sobre as mesmas circunstâncias.

Para encontrar o valor SE de acordo com os parâmetros da máquina se utiliza a Equação (29) abaixo:

$$E_s = \frac{E}{V} = \frac{T_h \cdot p + 2\pi Tor}{\pi R_t^2 \cdot p} \quad (29)$$

E_s é o valor SE para toda a cabeça de corte, E é a energia a energia disponível para uma única rotação da cabeça, V é o volume correspondente de rocha cortada pela TBM, T_h é o impulso total da cabeça, Tor é o torque da mesma, p representa a penetração por revolução e R_t é o raio total do túnel.

Encontra-se o valor SE através das forças aplicadas nos cortadores através da Equação (30). Posteriormente pode-se estimar o valor do ângulo de contato φ igualando-a a Equação (29) e conseqüentemente estimar o valor do raio do disco desgastado pela Equação (32). O valor ψ varia de acordo com a geometria da ponta do disco, para discos em formato V é 1, e para discos CCS com largura da ponta de até 12,5mm é 0. Utilizando $\psi = 0$ encontramos a Equação (31).

$$Es = N \cdot \frac{F_n}{R_t} \cdot \left(\frac{1}{\pi} + \frac{2}{p} \cdot \frac{\int_0^\varphi \left(1 - \frac{\theta}{\varphi}\right)^\psi \sin \theta d\theta}{\int_0^\varphi \left(1 - \frac{\theta}{\varphi}\right)^\psi \cos \theta d\theta} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N r_i}{N} \right) \quad (30)$$

$$Es = N \cdot \frac{F_n}{R_t} \cdot \left(\frac{1}{\pi} + \frac{2}{p} \cdot \frac{1 - \cos \varphi}{\sin \varphi} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N r_i}{N} \right) \quad (31)$$

$$R = \frac{p}{1 - \cos \varphi} \quad (32)$$

A diferença entre o raio do disco desgastado (Equação (32)) e o raio original é a extensão do desgaste w como na Equação (33).

$$w = R_o - R_e \quad (33)$$

De acordo com a suposição original de que os valores das forças impostas são iguais em todos os discos, a extensão do desgaste (w) calculada usando os direcionamentos acima é um valor médio da extensão do desgaste de todos os discos.

Com a premissa de que as diferenças entre as instalações dos discos na parte plana da cabeça de corte e em sua borda são ignoradas, o local de instalação do disco com desgaste médio corresponde à metade do raio da cabeça de corte. A Figura 25 representa a cabeça de corte e o raio de instalação do cortador.

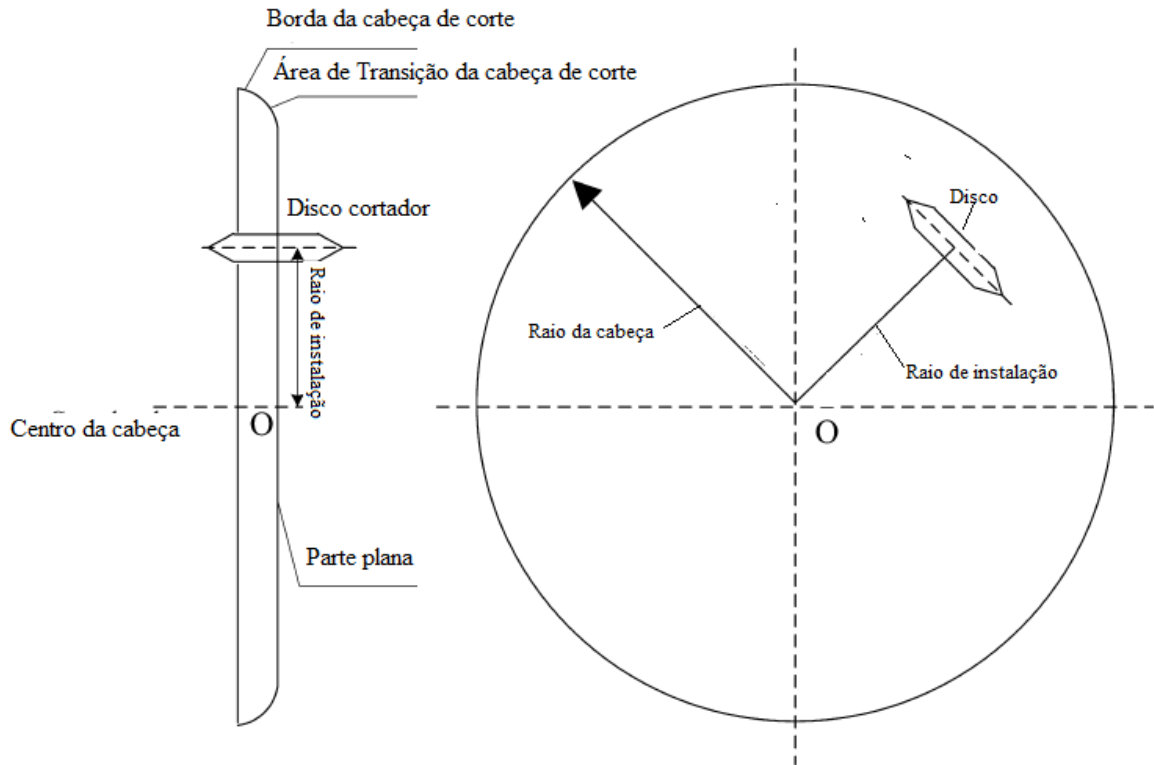


Figura 25: Esquemático do raio de instalação do disco.

Com a Equação (34) pode-se encontrar a partir de que distância do centro teremos desgaste excessivo do cortador. Os índices w_m e R_m representam o limite de desgaste do disco e o raio médio dos cortadores e esse limite é normalmente de 38mm para cortadores CCS. O termo w_n é a extensão do desgaste calculada pela Equação (33). Com esses valores encontra-se a partir de que raio terá desgaste excessivo.

$$\frac{w_m}{w_n} = \frac{R_m}{R_n} \quad (34)$$

Capítulo 5

5. Fadiga de Contato

Fadiga de contato é um tipo de falha superficial normalmente encontrada em rolamentos esféricos ou cilíndricos. Esse tipo de falha também pode ser encontrado em engrenagens, cames, válvulas, trilhos de trem e acoplamentos de engrenagens. Fadiga de contato tem sido identificada em ligas metálicas (ferrosas e não ferrosas) e em cerâmicas e ligas de cermet.

Fadiga de contato difere da fadiga estrutural clássica (flexão ou torção), pois é resultado de contato ou estado de tensão hertziana. Esse estado de tensão localizado acontece quando superfícies curvas estão em contato sobre uma carga normal, geralmente uma dessas superfícies move-se sobre a outra em movimento rotacional. A geometria de contato e o movimento de elementos rolantes produzem uma tensão de cisalhamento subsuperficial alternada. A deformação plástica subsuperficial cresce com o número de ciclos até que uma trinca seja gerada.

O estado de tensão produzido por contato rolante é concentrado em pequenos volumes de material e produz deformação plástica intensa. O mecanismo envolvido em fadiga de contato em condições reais é bastante complexo. Grande parte dos modelos assume uma condição de superfície geometricamente ideal e poucas considerações de geração de calor, condições do ambiente e heterogeneidade do material são feitas. A tensão de Hertz utiliza áreas de contato circular, elíptica ou linear entre superfícies curvas e uma distribuição de pressão parabólica com máxima pressão no centro do contato.

Análises do estado de tensão subsuperficial indicam que a tensão de cisalhamento máxima ocorre a certa profundidade abaixo da superfície. As curvas mostradas na Figura 26 são baseadas em duas abordagens matemáticas diferentes para estimar o estado de tensão de contato. Ambas produzem uma distribuição da tensão de cisalhamento bem próxima. O eixo X é o menor eixo de comprimento do contato elíptico e usualmente a direção do movimento rolante. Entretanto, com o crescimento da tração ou força tangencial, a máxima tensão de cisalhamento move-se para próximo da superfície[15].

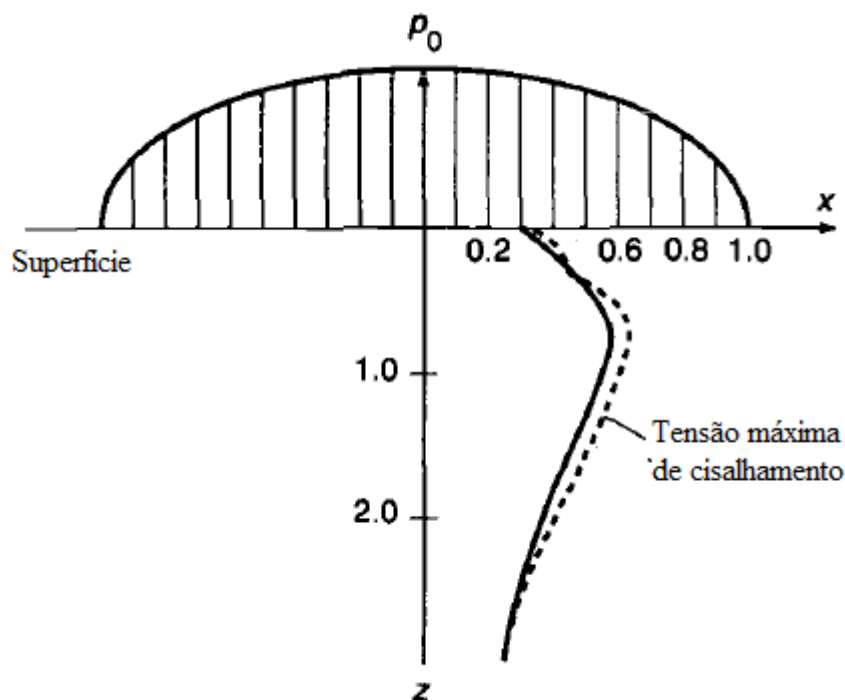


Figura 26: Distribuição de tensões na subsuperfície[15].

5.1. Tensão Hertziana

A maioria dos elementos é projetada com base nas tensões no seu corpo principal, isso é em partes do corpo não afetadas por tensões locais próximas ou na superfície de contato. Em outras palavras, as principais falhas (por deflexão elástica excessiva, escoamento e fratura) dos elementos estão associadas com tensões relativamente distantes do ponto de aplicação das cargas.

Entretanto quando as superfícies de dois corpos são pressionadas uma contra a outra por cargas externas, em certos casos, são criadas tensões de contato consideradas como as tensões significativas, ou seja, são as causas principais de falha de um ou ambos os corpos [16].

Percebe-se que em cada um desses exemplos, os elementos não permanecem necessariamente estacionários. Na verdade, as tensões de contato são normalmente cíclicas por natureza e se repetem por um longo período, resultando em falhas por fadiga que começam com uma trinca associada com uma tensão localizada.

As tensões principais na superfície de contato entre duas superfícies curvas são maiores que em um ponto sob a área de contato, enquanto a tensão de cisalhamento máxima é geralmente maior em um ponto pouco acima da superfície de contato[16].

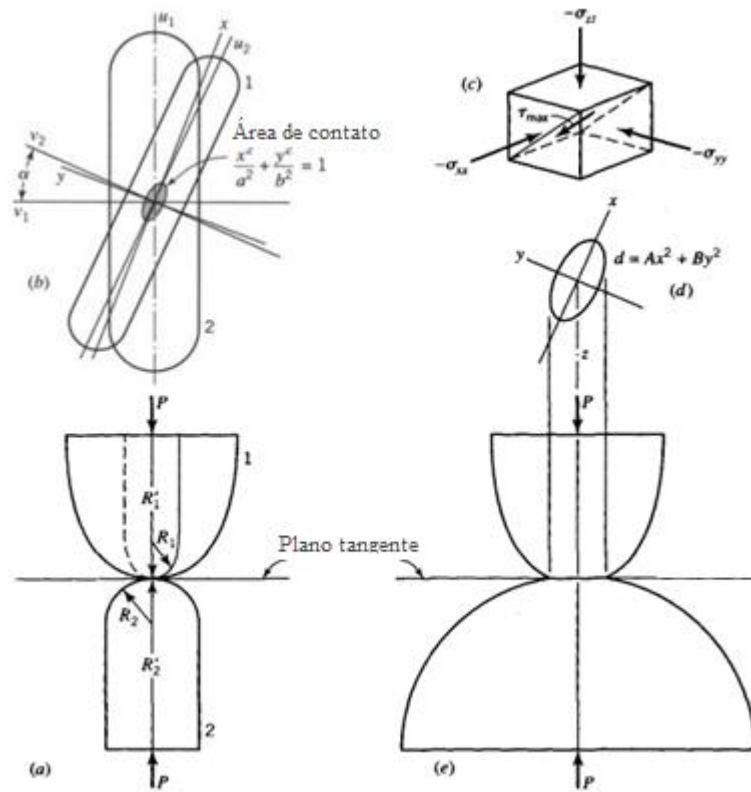


Figura 27: Análise da área de contato[16].

Através da Teoria de Hertz, as tensões entre dois corpos são determinadas pelas fórmulas abaixo, onde σ_{max} é a tensão principal de compressão, τ_{max} é tensão máxima de cisalhamento, $\tau_{oct max}$ é a tensão octaédrica de cisalhamento máxima, z_s é o ponto no eixo z de máxima tensão de cisalhamento e δ é a deformação do corpo.

$$b = c_b \sqrt[3]{P\Delta} \quad (35)$$

$$\sigma_{max} = -c_b \frac{b}{\Delta} \quad (36)$$

$$\tau_{max} = c_\tau \frac{b}{\Delta} \quad (37)$$

$$\tau_{oct max} = c_G \frac{b}{\Delta} \quad (38)$$

$$z_s = c_{z_s} b \quad (39)$$

$$\delta = c_\delta \frac{P}{\pi} \left(\frac{A+B}{b} \right) \quad (40)$$

Os coeficientes c_b , c_G , c_t , c_{z_s} , c_δ são encontrados através da razão B/A apresentada nas Equações (41) e (42) e são os coeficientes da função da elipse como mostra a Figura 27. Projeta-se esse valor no gráfico da Figura 28, retirando os valores indicados.

$$B = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) + \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \sin^2 \alpha} \quad (41)$$

$$A = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} \right) - \frac{1}{4} \sqrt{\left[\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \right]^2 - 4 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \sin^2 \alpha} \quad (42)$$

R_1 e R_2 são os raios do corpo 1 e 2 respectivamente e R'_1 e R'_2 são os raios da ponta dos corpos como visto na Figura 27.

$$\Delta = \frac{1}{A + B} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (43)$$

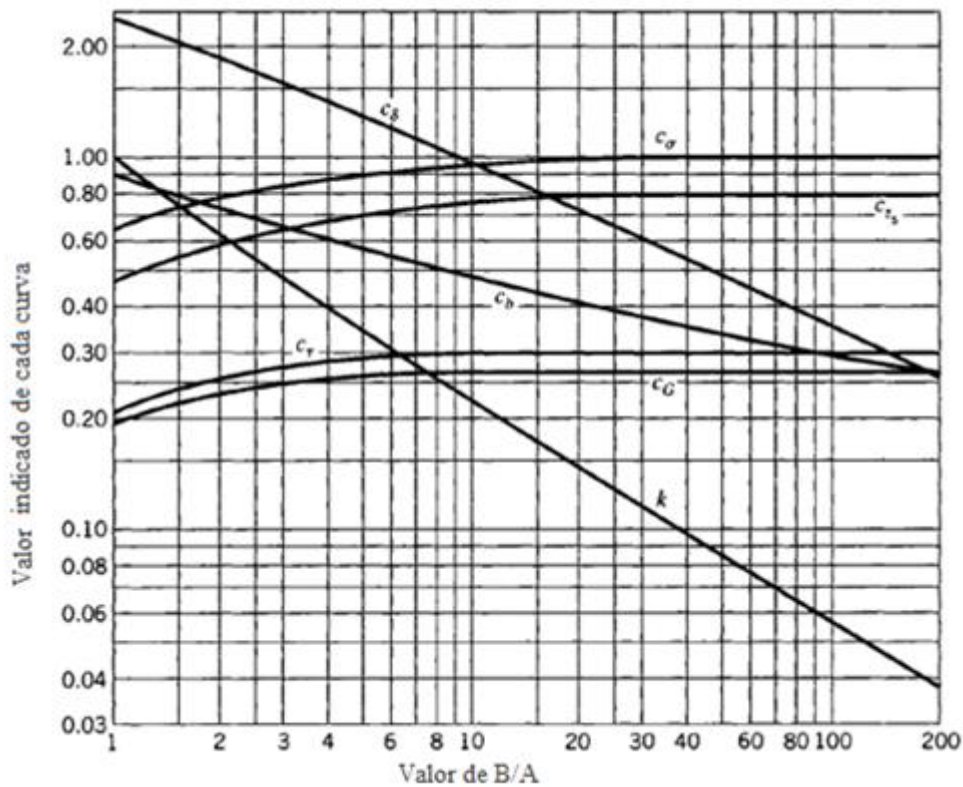


Figura 28: Coeficientes de tensão e deflexão para dois corpos em contato[16].

Se os dois elementos em contato são cilíndricos, a região de contato antes da aplicação da carga é uma linha reta. A Figura 29 ilustra o contato entre dois corpos cilíndricos, entre um cilindro e um plano reto e, por último, entre um cilindro e um cilindro côncavo maior, nesse caso R_2 será negativo. Para as três situações R'_1 e R'_2 são considerados infinitos e

consequentemente $1/R'_1$ e $1/R'_2$ serão iguais a zero. Por essa razão o valor B/A também tenderá a infinito e as equações das tensões também serão alteradas.

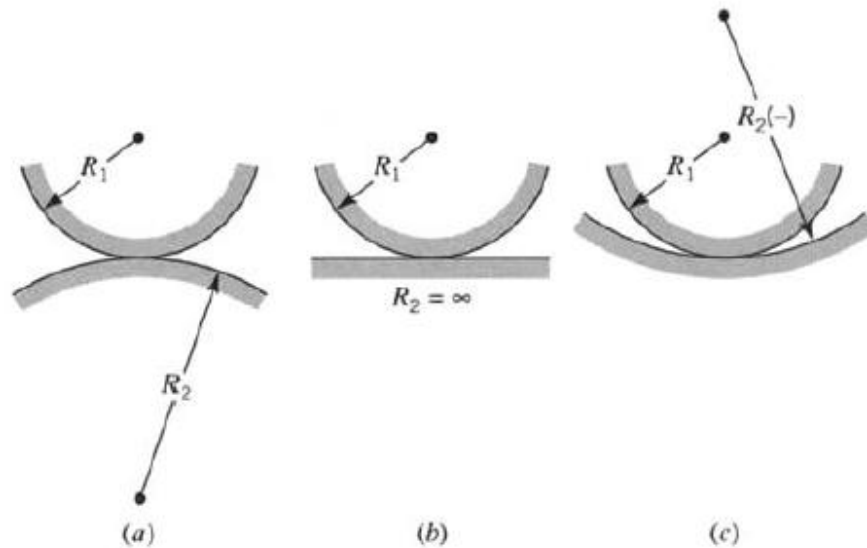


Figura 29: Linha de contato entre corpos cilíndricos

No estudo de disco cortadores teremos duas situações: quando o disco estiver com seu raio original, onde não terá perdido a curvatura R'_1 e quando o disco estiver desgastado, onde não haverá mais o raio de curvatura e assim sendo ele terá área de contato semelhante a um corpo cilindro, como mostrado na Figura 30.

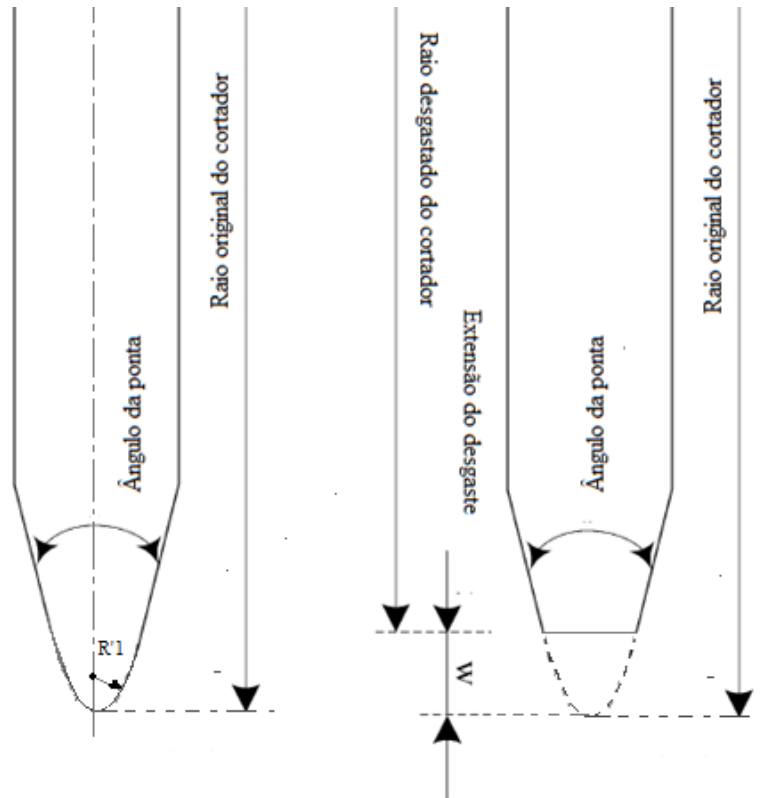


Figura 30: Situações de formato dos discos cortadores (Vista frontal)

Quando a força normal atua sozinha, as três tensões principais são compressivas em todos os pontos próximos a área de contato, e isso dificulta o entendimento de como uma trinca pode progressivamente crescer para causar uma falha por separação assim como ocorre nas falhas de alguns rolamentos. Entretanto, quando uma força de atrito é introduzida, duas das três tensões são transformadas em tensões trativas na região imediatamente atrás a essa força (Figura 31).

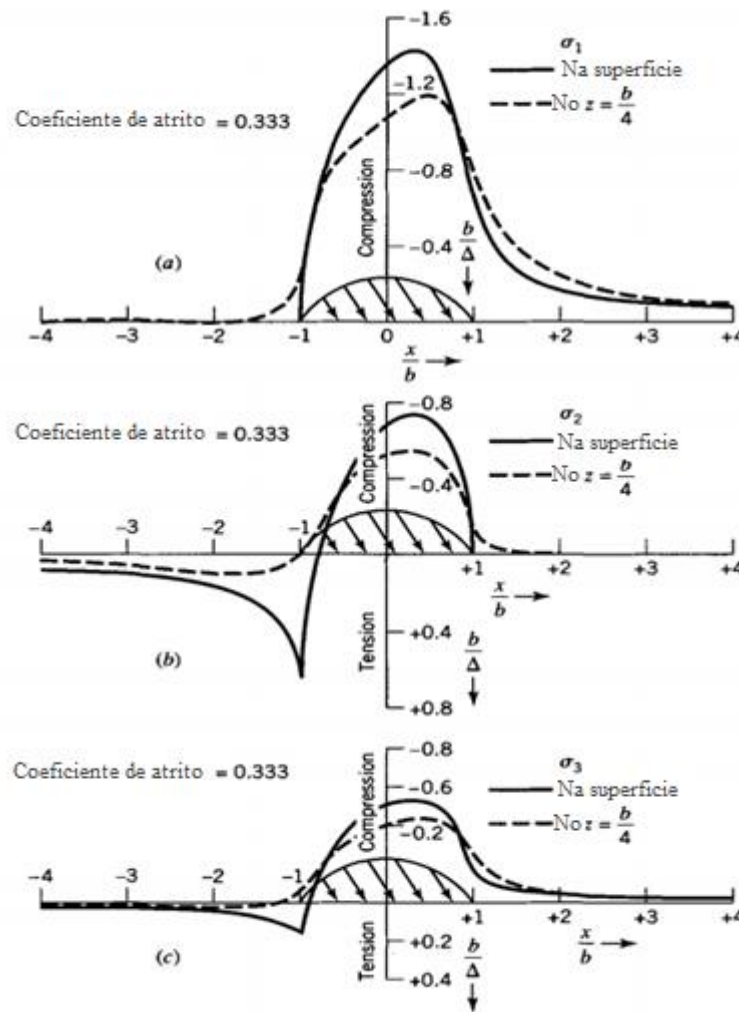


Figura 31: Gráfico das tensões principais com atrito[16].

Se o coeficiente de atrito entre as duas superfícies é suficientemente grande, essas tensões trativas são relativamente maiores. Essas tensões quando consideradas em conjunto com outros fatores como desgaste, heterogeneidade do material e tipo de lubrificação ajudam a explicar o porquê a trinca se propaga progressivamente nas superfícies de partes como dentes de engrenagem e rolamentos esféricos.

A adição da força de atrito com a força normal também causa mudanças nas tensões de cisalhamento na região. Uma mudança importante é que o ponto aonde o cisalhamento é máximo move-se direto para a área de contato. Na verdade, quando esse coeficiente é 0,1 ou maior, esse ponto é exatamente no contato das superfícies. Como pode ser vista na Figura 32, a combinação da tensão compressiva (29c) e das tensões geradas pelo atrito (29d), resulta em tensões trativas.

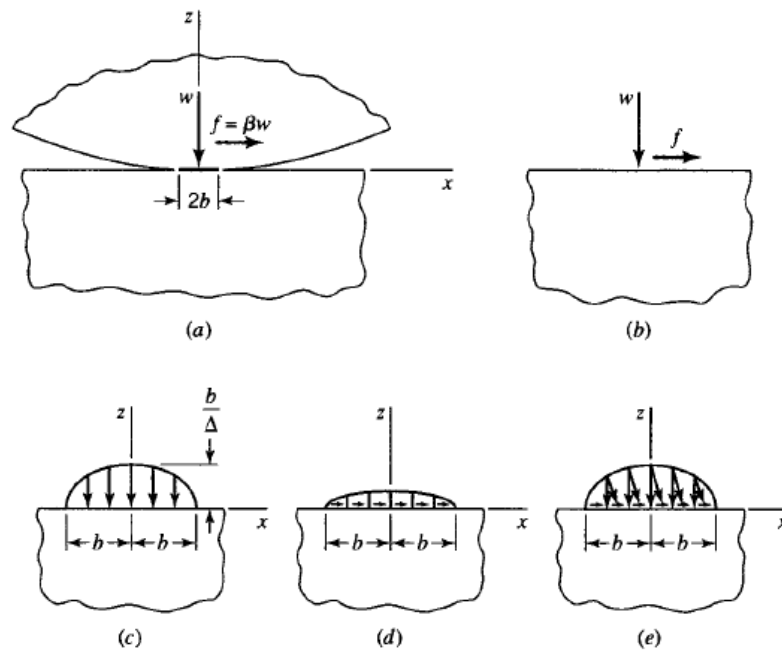


Figura 32: Força tangencial em adição às forças normais na área de contato[16].

Os valores das tensões não dependem do eixo y porque se presume que seja um estado de tensão plano ou o plano de tensões existe em relação ao plano (x, z) .

5.2. Fadiga de Rolamentos

Em 1947, G. Lundberg e A. Palmgren estabeleceram a primeira relação entre a geometria de um rolamento e sua vida. Para rolamentos esféricos, eles relacionaram a vida a cinco fatores: diâmetro da esfera, diâmetro primitivo, conformidades da pista interior e exterior, o número de esferas e o ângulo de contato. Exceto pelo último, as relações entre esses parâmetros continuam as mesmas.

Essas relações foram incorporadas às normas ANSI/ABMA e ISO para a previsão de vida por fadiga de rolamentos. As mudanças relacionadas na vida de rolamentos esféricos estão incorporadas aos fatores de vida que podem ser utilizados para modificar a previsão usando a Teoria de Lundberg-Palmgren e as normas ANSI/ABMA e ISO[17].

Baseado no trabalho de Weibull em 1947, Lundberg e Palmgren mostraram que a probabilidade de sobrevivência S poderia ser expressa em função da tensão octaédrica de cisalhamento, vida n , a profundidade máxima da tensão z_0 , e o volume estressado, como na Equação (44) abaixo.

$$\ln \frac{1}{S} \sim \tau_{oct} \frac{n}{z_0^h} V \quad (44)$$

Onde esse volume pode ser encontrado por b , semi-eixo da elipse de contato hertziano; l , largura do contato e a profundidade máxima da tensão z_0 [18].

$$V = blz_0 \quad (45)$$

Dois valores de vida em distribuição são mostrados. A vida L10, ou vida em que 10% dos rolamentos falharam, é utilizada para a seleção de rolamentos. Lundberg and Palmgren desenvolveram uma relação para prever a vida para qualquer carga, usando a vida para carga padrão em relação na Equação (46).

$$L10 = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (46)$$

Onde L10 é a vida à fadiga em revoluções multiplicada por 10^6 , C é a carga padrão (definida como a carga que dá a vida de um milhão de revoluções), P é a carga selecionada, e p vale 3 para rolamentos esféricos e $10/3$ para rolamentos cilíndricos. A vida prevista pelas relações acima é baseada em testes de rolamentos e analisada estatisticamente[15].

A equação pode ser modificada usando fatores de vida baseados em confiabilidade a_1 , materiais e processamento a_2 e condições de operação como a lubrificação a_3 [17].

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \quad (47)$$

5.3. Fadiga de trilhos e rodas ferroviárias

Fadiga de contato em rodas ferroviárias é de grande importância. Existem várias razões para isso, talvez as mais importantes sejam as falhas catastróficas que podem ter grandes custos tanto na parte econômica quanto na segurança humana. Entretanto, as menores falhas ou trincas precoces também podem ser custosas, pois precisam de manutenção e causam atrasos nos trens.

A análise de fadiga por contato rolante é complicada devido ao campo de tensão multiaxial e por cargas compressivas. Além disso, a deformação plástica de rodas ferroviárias irá inicialmente ocorrer em resultado das tensões residuais. Para considerar esses fatores, os modelos de previsão são complexos e demandam alta performance computacional. Para simplificações nos modelos, são introduzidos fatores de correção para efeitos dinâmicos e medidas de fadiga simplificada, por exemplo, tensão de Von Mises sobre condições em plano. Essas simplificações acabam gerando resultados duvidosos quando pré-requisitos são modificados, por exemplo, por causa de mais altas velocidades ou cargas por eixo. Uma limitação importante é que esses modelos focam em previsões por mecanismo de fadiga simples.

Em contraste, foi descoberto que a falha por fadiga em rodas ferroviárias pode ser dividida em três categorias: fadiga inicial na superfície, fadiga inicial na subsuperfície e fadiga iniciada em defeitos de materiais profundos. A falha superficial é resultado de intensa deformação plástica da superfície do material, essas falhas são relativamente inofensivas, pois resultam em desprendimento de pedaços do material. Falhas subsuperficiais, por outro lado, podem resultar no desprendimento de grandes pedaços de material e até em falhas catastróficas onde a roda inteira se parte. Essas últimas são provocadas por defeitos no material [19].

A deformação plástica geralmente irá ocorrer mesmo com cargas moderadas. Depois do primeiro ciclo, a tensão residual será introduzida na roda e o material plastificado também sofrerá endurecimento. Através desses dois efeitos, uma carga que inicialmente causa plasticidade pode, depois de alguns ciclos, causar uma resposta puramente elástica. Esse efeito é chamado de shakedown elástico (Figura 33b). Entretanto, se a carga é alta o suficiente, esse efeito não irá ocorrer. Em vez disso, todo ciclo introduzirá uma deformação plástica adicional. Eventualmente, a deformação irá exceder a ductilidade do material e ele irá se romper. Esse

processo é chamado de *ratchetting* (Figura 33d). Uma terceira possibilidade é que cada ciclo introduzirá uma deformação plástica, mas a essa deformação de carregamento irá cancelar a deformação de descarregamento, levando a uma deformação nula. Esse processo é chamado de shakedown plástico (Figura 33c)[20].

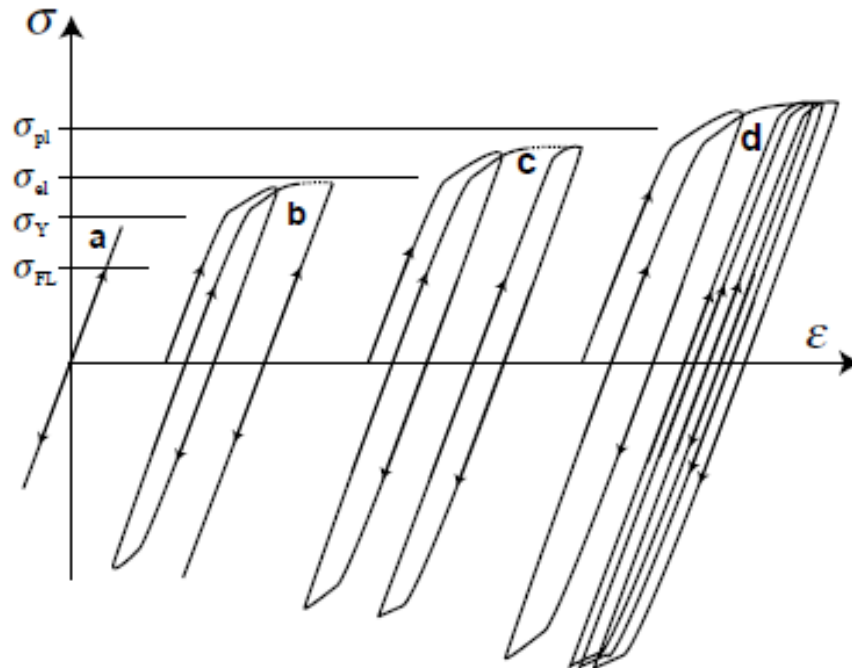


Figura 33: Resposta de um material em carregamento cíclico[20].

5.3.1. Início de Fadiga Superficial

De acordo com Elberk [19], a iniciação de trincas no caso de rodas ferroviárias é um resultado de fadiga de baixo ciclo da superfície do material, ou seja, quando o material é plastificado. Seu resultado pode ser visto na Figura 34 com o desprendimento de pequenos pedaços do material. Nos trilhos, a propagação das trincas é promovida pela lubrificação e existem indicações que também ocorra nas rodas. O fluido pode ficar confinado em uma trinca, causando alta pressão no interior da trinca sobre a carga da roda (Figura 35) [21].



Figura 34: Desprendimento de material da superfície[19].

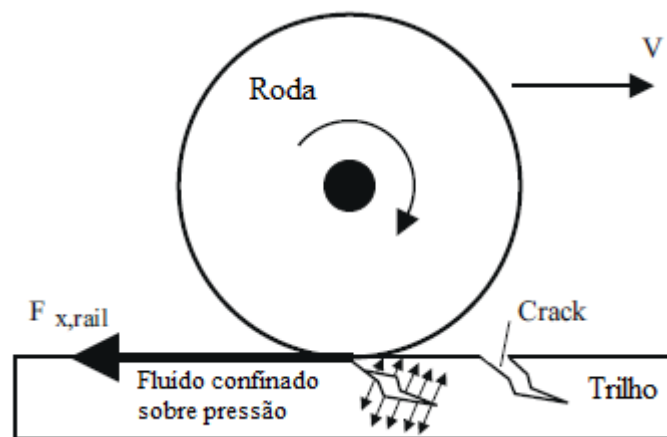


Figura 35: Propagação de trinca por lubrificante [21].

Uma maneira rápida e razoavelmente precisa de se identificar o nível de cargas correspondente é a utilização de mapas de Shakedown. Esses mapas usam os seguintes parâmetros: Tensão de escoamento em cisalhamento puro, k ; magnitude de carga vertical, F_z ; magnitude de carga lateral, F_{lat} ; e semi-eixos da área de contato elíptica de contato hertziano, a e b .

A carga vertical e as dimensões de contato são utilizadas para avaliar a pressão hertziana de contato máxima, $P_0 = 3F_z/2\pi ab$, que pode ser dividido por limite de escoamento em cisalhamento(k) para formar uma carga vertical normalizada como na Equação (48), aplicada no mapa.

$$v = \frac{2P_0}{k} = \frac{3\lambda F_z}{2\pi abk} \quad (48)$$

Nesta equação, λ é um fator de carga dependente da geometria de contato. Para o estudo de rodas ferroviárias é igual a 1. O segundo dado de entrada no mapa, Figura 36, é o coeficiente de atrito, μ . Definido como a razão entre a força lateral e vertical, como na Equação (49).

$$\mu = \frac{F_{lat}}{F_z} = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \quad (49)$$

Essa combinação é definida como ponto de trabalho do mapa. É importante se notar em que local do mapa está o ponto de trabalho (shakedown elástico, surface flow, etc.). É importante observar que o mapa não indica o limite de vida por fadiga, mas indicará em que casos a fadiga superficial irá ocorrer. O gráfico é dado pela equação $v=1/\mu$.

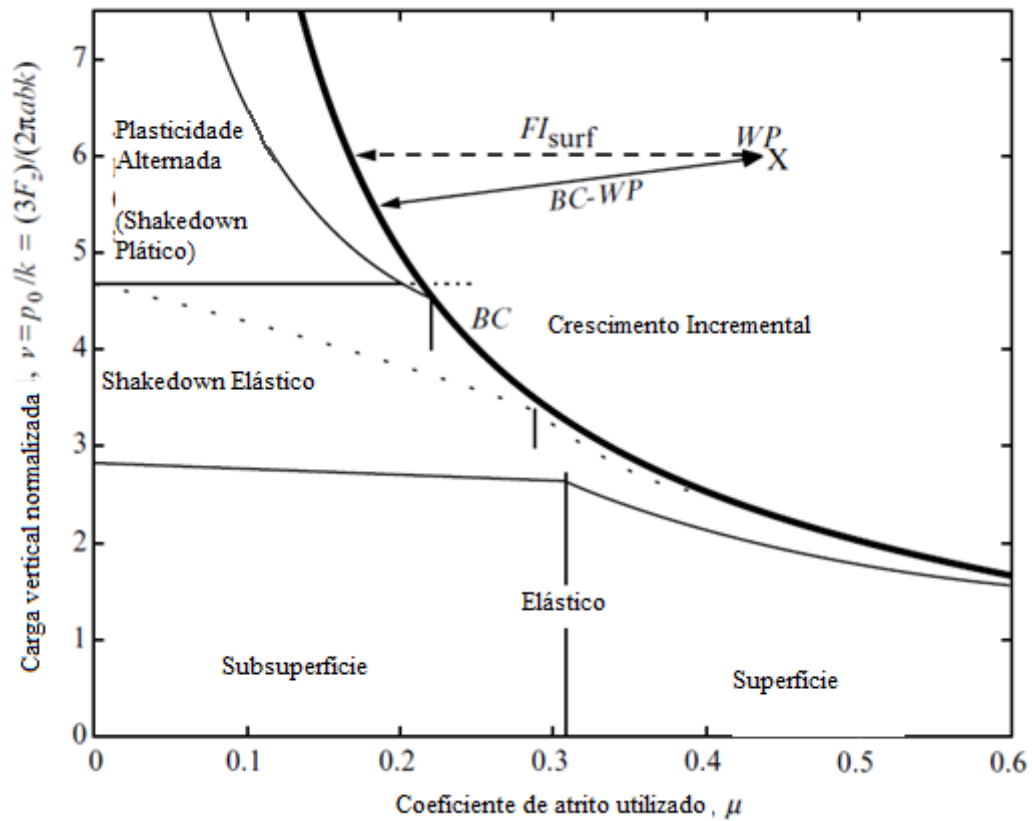


Figura 36: Mapa de Shakedown[19].

A medida de impacto da fadiga de contato pode ser tomada como a menor distância entre a curva BC e o ponto de trabalho WP. Essa medida é dada como positiva se o ponto de trabalho está à direita da curva. Para simplificação, notou-se que em escala proporcional a curva BC é praticamente vertical. Por isso, a distância BC-WP será aproximadamente horizontal. Essa suposição só é duvidosa quando o coeficiente de atrito é muito alto e a carga vertical baixa. Nessa situação desgaste irá predominar sobre a superfície.

Com essas simplificações o Índice de Fadiga de Superfície (FI_{surf}) pode ser expresso pela Equação (50).

$$FI_{surf} = \mu - \frac{1}{v} = \mu - \frac{2\pi abk}{3F_z} \quad (50)$$

Fadiga de superfície deverá ocorrer quando a Equação (51) for satisfeita.

$$FI_{surf} > 0 \quad (51)$$

Na Equação (50) deve ser notado que k é o limite de escoamento de cisalhamento do material. Esse valor pode ser até duas vezes maior que o limite de escoamento inicial[19].

5.3.2. Início de Fadiga Subsuperficial

As falhas na subsuperfície se iniciam a uma profundidade maior que 3mm abaixo da superfície de contato. Acima de 10mm de profundidade em relação a superfície, a resistência a fadiga será totalmente governada pela presença de defeitos e será abordado no capítulo Início de Fadiga de Defeitos Profundos. [19]

O fenômeno referenciado como Fadiga Subsuperficial é resultado de fadiga de alto ciclo, ou seja, quando há apenas regime elástico (Elastic Shakedown) causado pela combinação de carga vertical alta, geometria de contato pequena e baixa resistência localizada à fadiga do material.

As características da fratura são: profundidade entre 3 e 10mm, propagação de trinca em ângulo descendente a uma profundidade de 20mm, fratura final na direção da superfície, fratura circunferencial de comprimento entre 15 a 100mm (em casos extremos podem chegar a 250-300mm).

Em estudos feitos por Ekberg [19][22], esse tipo de fadiga foi analisado por simulações numéricas implementando o Critério de Fadiga Multiaxial de Dang Van. O critério define que a fadiga irá ocorrer se a desigualdade abaixo for satisfeita.

$$\sigma_{EQ} > \sigma_{EQ,e} \quad (52)$$

Onde:

$$\sigma_{EQ} = \max[\sigma_{EQ}(t)] = \max[\tau_a(t) + ADV\sigma_h(t)] \quad (53)$$

Aqui τ_a é amplitude da tensão de cisalhamento dependente do tempo, a_{DV} é um parâmetro do material que pode ser derivado como na Equação (54).

$$a_{DV} = \frac{3\tau_e}{\sigma_e} - \frac{3}{2} \quad (54)$$

Onde τ_e é o limite de fadiga em torção alternada e σ_e é o limite de fadiga em flexão alternada. A tensão σ_h é a tensão hidrostática (positiva em tração) e $\sigma_{EQ,e}$ é limite de fadiga equivalente, normalmente utilizado igual ao limite de fadiga em cisalhamento puro, ou seja, $\sigma_{EQ,e} = \tau_e$.

A evolução da tensão hidrostática e da amplitude a tensão de cisalhamento considerando rolante puro, ou seja, sem atrito e pressupondo que não há tensão residual no material está representado na Figura 37.

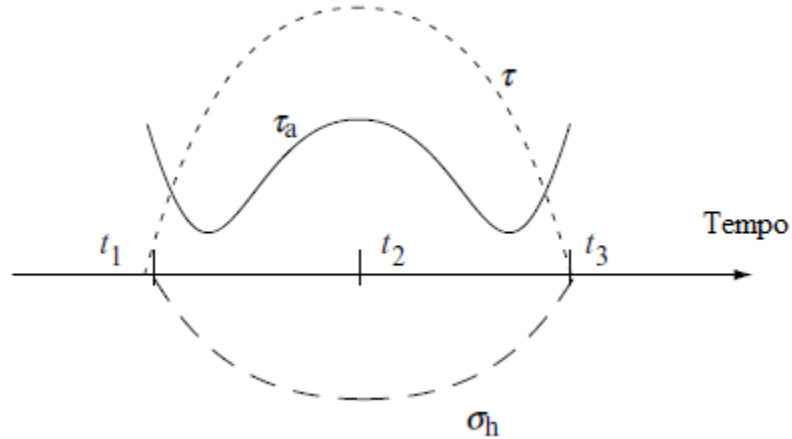


Figura 37: Desenho esquemático da evolução das tensões [19].

Como pode ser visto os maiores valores da amplitude do cisalhamento estarão em $t=t_1$, t_2 e t_3 . Como em t_2 a tensão hidrostática é negativa, os maiores valores da tensão equivalente estarão em t_1 e t_3 , onde $\sigma_h(t_1) = \sigma_h(t_3) = 0$. Conseqüentemente a $\sigma_{EQ}(t_1) = \sigma_{EQ}(t_2) = \tau_a(t_1) = \tau_a(t_3)$.

Baseado nos resultado de Johnson citado por [19], τ_a pode ser aproximado como na Equação (55).

$$\tau_a(t_1) = \tau_a(t_3) \approx \frac{\tau_{max}}{2} \quad (55)$$

Utilizando a teoria de Hertz, encontra-se a tensão de cisalhamento máxima na Equação (56).

$$\tau_{max} = \frac{F_z}{2\pi ab} \quad (56)$$

Combinando as equações acima em aproximação, a tensão equivalente máxima de Dang Van é demonstrada na Equação (57).

$$\sigma_{EQ,PR} \approx \frac{F_z}{4\pi ab} \quad (57)$$

O termo PR significa Pure Rolling, ou seja, deslizamento puro. Nesse caso, as tensões residuais não serão consideradas. Elas não influenciam a tensão de cisalhamento, entretanto a tensão hidrostática será aumentada por um fator $\sigma_{h,res}$ onde $\sigma_{h,res}=(\sigma_{x,res}+\sigma_{y,res}+\sigma_{z,res})/3$ é a parte hidrostática da tensão residual (positiva em tração). A Equação (58) mostra a tensão equivalente da roda com a tensão residual.

$$\sigma_{EQ} = \sigma_{EQ,PR} + a_{DV}\sigma_{h,res} \quad (58)$$

Quando forças laterais estão presentes, a tensão equivalente irá aumentar moderadamente. A localização da tensão máxima permanecerá a alguns milímetros abaixo da superfície. Para casos em que o coeficiente de atrito seja muito alto, a tensão máxima irá se mover para a superfície e o primeiro caso apresentado sobre Fadiga Superficial deverá ser usado. A aproximação da influência da força lateral deve dar ênfase em casos com atrito moderado. Nessa região, uma aproximação será demonstrada na Equação (59).

$$\sigma_{EQ} = \sigma_{EQ,PR}(1 + \mu^2) \quad (59)$$

Assim sendo, a aproximação da tensão equivalente pelo critério de Dang Van é demonstrada na Equação (60).

$$FI_{sub} = \sigma_{EQ,PR} \approx \frac{F_z}{4\pi ab}(1 + \mu^2) + a_{DV}\sigma_{h,res} \quad (60)$$

Como mencionado acima, danos por fadiga irão ocorrer se a inequação (61) abaixo for verdadeira.

$$FI_{sub} > \sigma_{EQ,e} \quad (61)$$

5.3.3. Início de Fadiga em Defeitos Profundos

As características principais desse tipo de falha são: iniciação de trincas a uma profundidade de 10 a 25mm, trincas se iniciam em defeitos de consideráveis dimensões em torno de 1mm, fratura final como resultado de um contínuo crescimento circunferencial da trinca, comprimento da fratura entre 25 e 135mm.

Essa falha não é influenciada pela geometria de contato, assim é aproximadamente representada pela carga vertical. Estudos apontados por [19] tem boas razões para acreditar

que a força lateral tem influência muito pequena. Por isso o fator de fadiga em defeitos profundos FI_{def} foi adotado como a força vertical F_z .

A magnitude que limita F_z ainda não está completamente estudada, mas é influenciada pela profundidade do defeito, o seu tamanho e o histórico de carga.

Capítulo 6

6. Metodologia

Nesse trabalho será realizado um estudo da vida útil de discos cortadores de uma Tunnel Boring Machine. Para desenvolvimento do projeto será feito um estudo de caso de um túnel construído em 2009. Grande parte dos trabalhos realizados nessa área é feita a partir de dados de túneis já construídos, e por esse motivo se torna mais interessante utilizar dados reais e compará-los aos obtidos através de cálculos.

O modelo exposto nos Capítulos 4.4 Vida do Cortador Atualmente e será aplicado e comparado aos dados de campo.

Posteriormente cálculos de fadiga de superfície, baseados no Capítulo 5.3. Fadiga de trilhos e rodas ferroviárias, serão feitos para os discos cortadores, analisando se esse método é adequado para essa aplicação e serão discutidos os possíveis trechos aonde esse tipo de falha pode ter ocorrido.

Esse comportamento será discutido, destacando os parâmetros principais responsáveis pelas falhas dos cortadores, assim como possíveis melhorias que possam ser feitas aos discos.

6.1. Estudo de Caso

Para o processamento de gás natural de um campo do oceano Atlântico, uma nova refinaria estava sendo construída desde 2009 perto da cidade de Caraguatatuba na costa do Estado de São Paulo. Para o transporte do gás refinado produzido e abastecimento na rede de gás principal, um gasoduto de 75 km de comprimento teve que ser construído a partir da refinaria para o ponto de conexão próximo a cidade de Taubaté. Porém, o projeto encontrou um grande obstáculo: os mais de 800 m de altura das montanhas do Parque Estadual da Serra do Mar. O parque protege a Mata Atlântica remanescente nessa região [2] e por essa razão o gasoduto não poderia passar pelo meio do parque. Decidiu-se então construir um túnel passando por baixo do parque. O túnel construído tem aproximadamente 5 km de comprimento.

Através de análises se concluiu que era esperada uma composição rochosa dominante por rochas gnáissicas com alto grau de abrasão, interrompida em algumas regiões por pequenas zonas de diabásio e ainda menores áreas de milioníticas, que são rochas de baixa resistência. Como mostra a Figura 38.

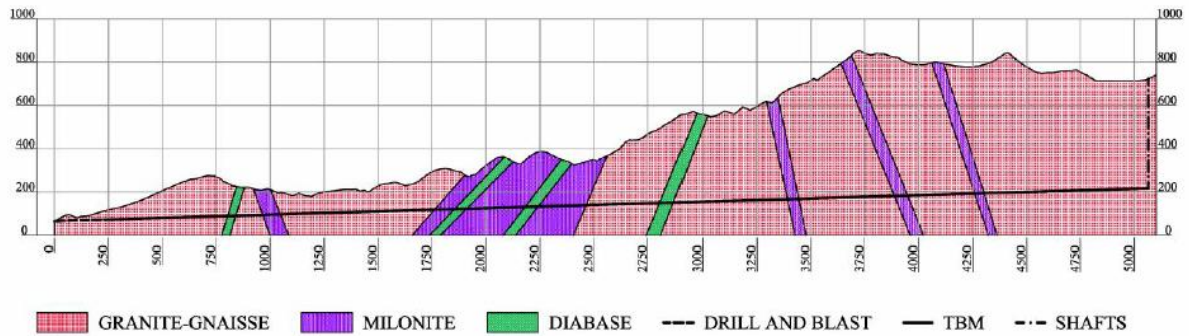


Figura 38: Geologia antecipada baseada em informações geológicas antes do túnel [2]

Como consequência, foi decidido utilizar uma Double Shield Tunnel Boring Machine com instalação contínua dos suportes do túnel feitos de segmentos de concreto reforçado. O esquema básico da TBM é ilustrado na Figura 39. Esse tipo de TBM foi escolhido pela presença de diferentes tipos de rochas, podendo ser utilizada no modo Gripper para rochas mais resistentes e no modo Shield para solos moles, modos esses explicados no Capítulo 2.2.1.3. A TBM selecionada tem 14 m de comprimento e diâmetro de escavação de aproximadamente 6,2 m.

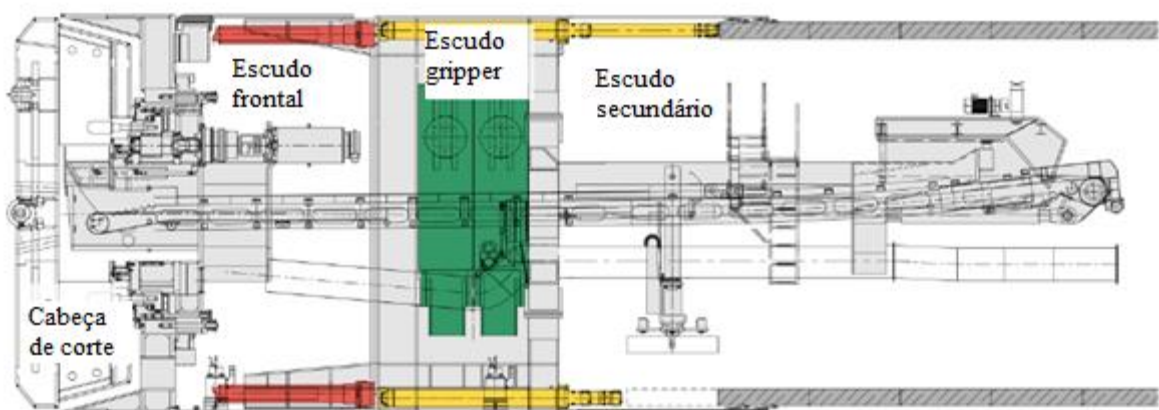


Figura 39: Desenho esquemático da TBM[2]



Figura 40: Cortadores danificados[2]

As condições de rochas encontradas durante a escavação foram predominantemente estáveis, mas difíceis de cortar. Isso é exemplificado na Figura 25, que mostra alguns discos cortadores danificados em seções de gnaiss com UCS (Uniaxial Compressive Strength) de 130 MPa e valor RMR em torno de 90. Em sua grande maioria as rochas estavam nas classes I e II do Sistema Bieniawski com grande abrasividade, e apenas algumas seções foram classificadas como III e IV podendo ser ultrapassadas pela máquina sem grandes problemas.

A escavação durou até Janeiro de 2011 com um avanço médio de 11,2m/d ou 0,47m/h e velocidade média de escavação de 2,22 m/h. O tempo de utilização da TBM do projeto pode ser calculado como 21%. A Tabela 8 mostra algumas características importantes da TBM.

Tabela 8: Características da TBM (Manual da TBM).

Modelo:	TB 619 E/TS
Tipo:	Double Telescope Shield
Diâmetro nominal:	6,19 m
Espaçamento médio entre cortadores:	69 mm
Número de discos:	36 (face), 6 (centre), 3 (gauge), total 45
Penetração máxima:	20 mm/rev
Penetração assumida:	7,50 mm/rev
Máximo torque/rev:	4000/3,9 – 2000/7,8 (kNm/RPM)
Torque Máximo:	5200 kNm
Torque disponível:	1787 kNm
Velocidade:	0 – 7,8 RPM
Máxima força da cabeça:	11250kN
Potência:	1716 kW

A Tabela 9 mostra as principais características da rocha dominante da escavação.

Tabela 9: Característica da rocha escavada [2].

Litologia:	granito-gneiss portidoclastico
UCS:	200 MPa
BTS:	7 MPa

6.2. Detalhamento dos Cortadores

Os discos cortadores escolhidos para esse projeto foram os de 17'', pois atualmente são esses os discos mais utilizados. Eles são do tipo CCS (Constant Cross Section) e tem a largura de sua ponta de 10 mm. A Figura 41 e a Figura 42 mostram algumas das dimensões do cutter ring (anel cortador) e sua localização no cortador. Além disso, o máximo impulso por disco é de 250 kN.

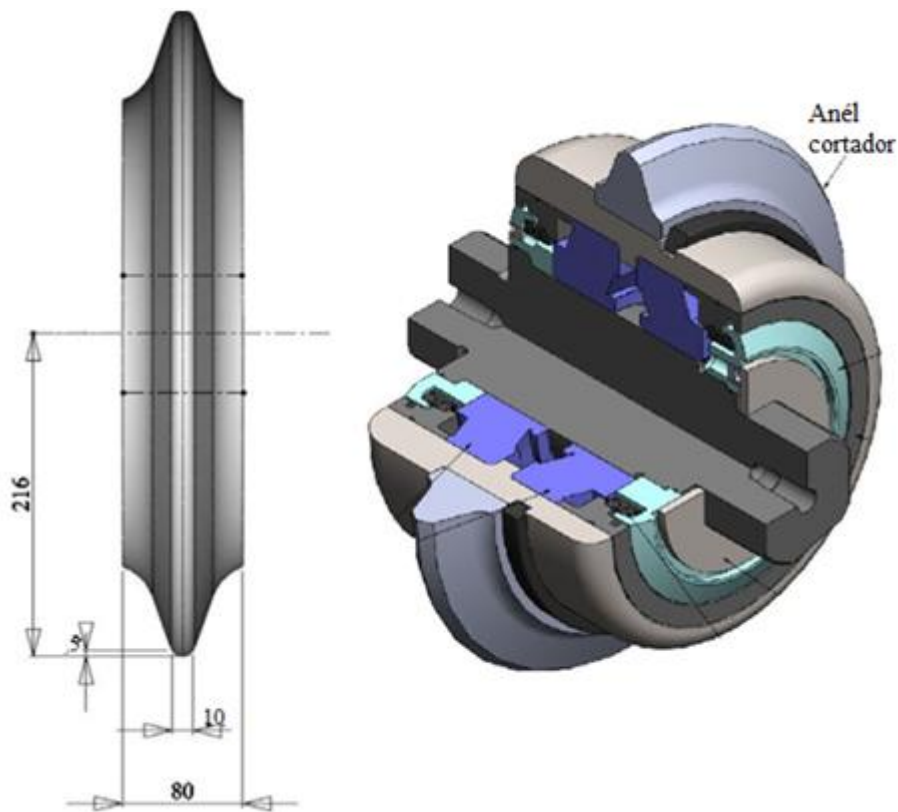


Figura 41: Dimensões (em mm) do disco cortador em corte [23] (Editado)

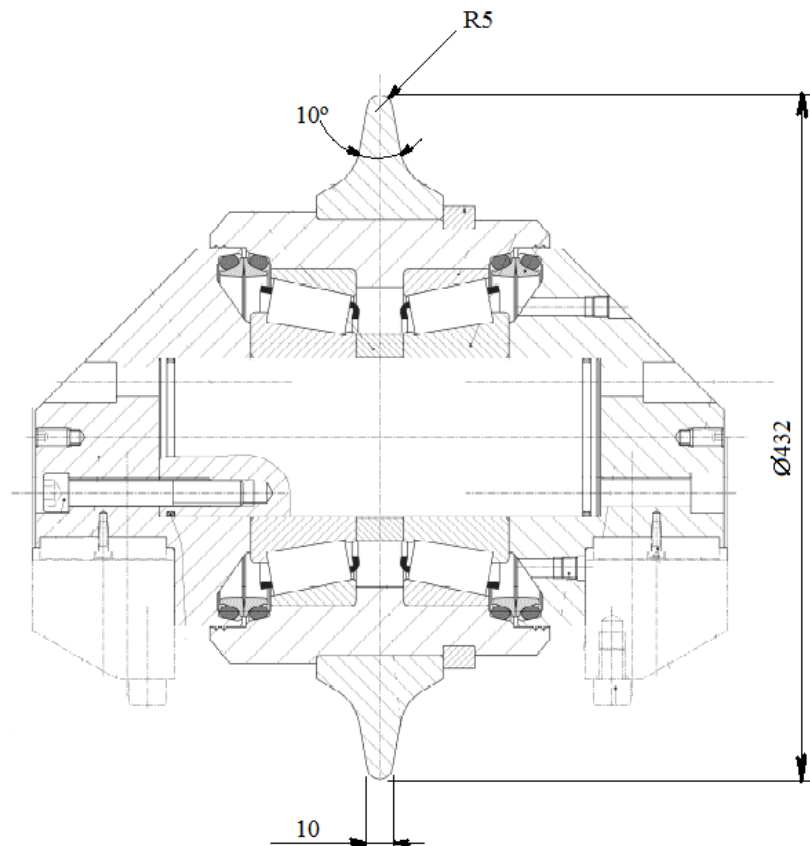


Figura 42: Desenho do cortador cotado (valores em mm).

Além das dimensões citadas, de acordo com Rostami & Ozdemir (1993), para os discos CCS o ângulo da ponta de corte varia entre 5° e 10°.

6.3. Verificação dos parâmetros da máquina

Como pode ser observado na Figura 43, os discos cortadores sofrem três forças principais, a força normal, a força rolante e a força lateral. Neste projeto usaremos o método CSM, e não consideraremos a força lateral, da mesma forma que a grande maioria dos métodos mais utilizados também não a considera. Os parâmetros da TBM serão verificados utilizando o método citado abaixo. Os parâmetros da máquina estão na Tabela 8 e os parâmetros de rocha utilizados estão na Tabela 9.

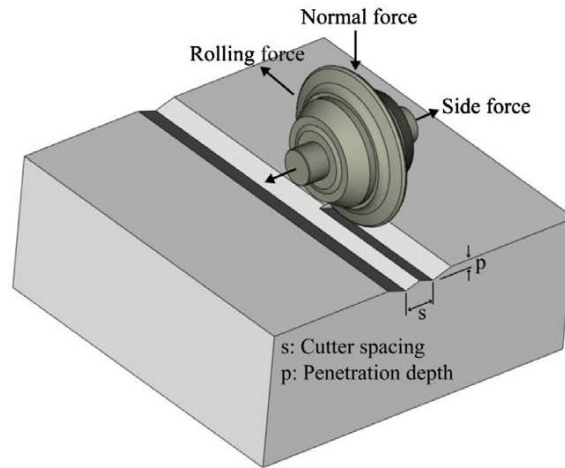


Figura 43: Forças atuantes nos discos [11].

Utilizando a Equação (3), teremos o ângulo de contato (ϕ) entre o disco e a rocha, com raio do disco igual a 216 mm e penetração igual a 7,5 mm. O valor do ângulo ϕ é igual a 15,14°.

$$\phi = \cos^{-1} \left(\frac{216 - 7,5}{216} \right) = 15,14^\circ = 0,26 \text{ rad} \quad (62)$$

A partir da Equação (9) e demonstrado na Equação (63), encontramos o valor de P' que é igual a 247,89 MPa. O valor da constante C é de 2,12.

$$P' = 2,12 \sqrt[3]{\frac{69}{0,26\sqrt{216 \cdot 10}}} 200^2 \cdot 7 = 247,89 \text{ MPa} \quad (63)$$

O valor da força total (F_n) pode ser calculada pela Equação (6):

$$F_n = 10 \cdot 216 \cdot 0,26 \cdot 247,89 = 139,21 \text{ kN} \quad (64)$$

O coeficiente de corte pode ser encontrado através da Equação (8):

$$CC = \tan \frac{15,14}{2} = 0,13 \quad (65)$$

Assim F_r é explicito na Equação (66):

$$F_r = F_n \cdot CC = 139,21 \cdot 0,13 = 18,50 \text{ kN} \quad (66)$$

Como mostrado na Tabela 8, a força máxima da cabeça é de 11250 kN e o torque máximo é de 5200 kN. Utilizando as Equações (10) e (11) encontramos a força e o torque

necessário para essa formação rochosa, que é de 6264 kN e 1546 kNm respectivamente. Considerando a eficiência da máquina, os valores encontrados estão de acordo com os valores da máquina.

$$Th^* = \sum_1^N Fn \approx NFn = 45.139,21 = 6264 \text{ kN} \quad (67)$$

$$Tq^* = \sum_1^N FriRi \approx 0,3D'NFr = 0,3.6,9.45.18,50 = 1546 \text{ kNm} \quad (68)$$

6.4. Determinação das Forças para trechos do túnel

Durante a escavação do túnel, foram levantados dados das propriedades das rochas em diferentes trechos. Foi feito o *Point Load Test*, ou Teste de Carga Pontual para encontrar os valores de resistência à compressão uniaxial (UCS) e à tração (BTS). A Figura 44 mostra como o teste é feito, onde é analisada a carga de falha da rocha.

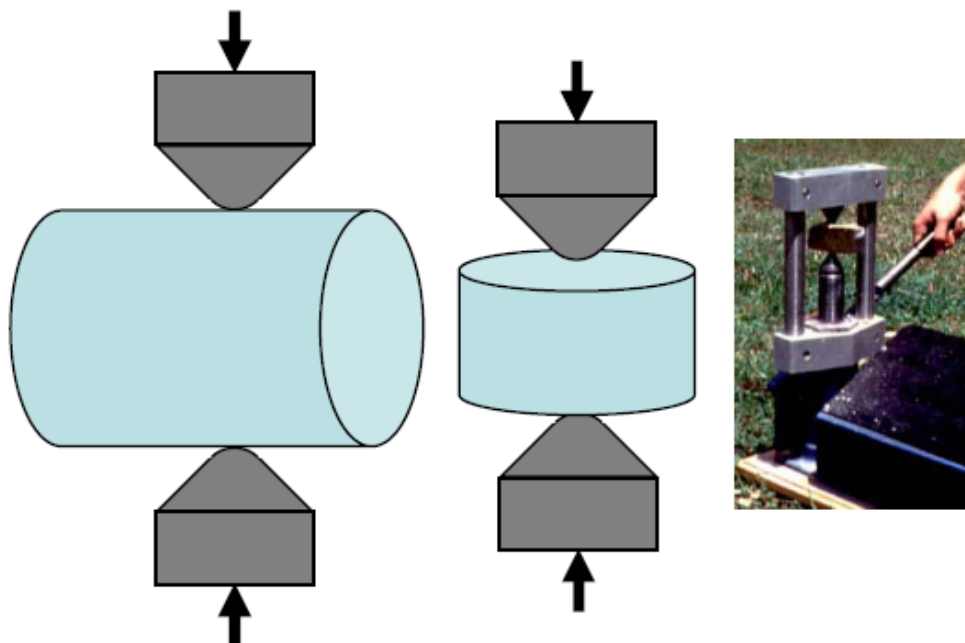


Figura 44: Teste de carga pontual.

O túnel foi escavado inicialmente até 282 metros com métodos tradicionais. Posteriormente a TBM começou a operar até aproximadamente 5200 metros, chegando ao

comprimento final. Os dados utilizados nesse estudo foram colhidos a partir de 790 metros de escavação. Para padronizar o estudo, o túnel foi dividido aproximadamente de 100 em 100 metros. Alguns desses trechos não contavam com testes realizados.

A resistência à compressão e a resistência à tensão são considerados, respectivamente, 22 vezes e 1,25 vezes o valor do PLT. Os valores para essas propriedades podem ser visto na Figura 45 e Figura 46. O valor máximo de UCS foi estimado em 214,31 MPa a 2294,9 metros de profundidade e o valor mínimo estimado foi de 85,20 MPa a 4284,9 metros de profundidade. O valores de BTS foram de 8,93 MPa e 3,55 MPa, respectivamente para as medidas de profundidade citadas anteriormente.

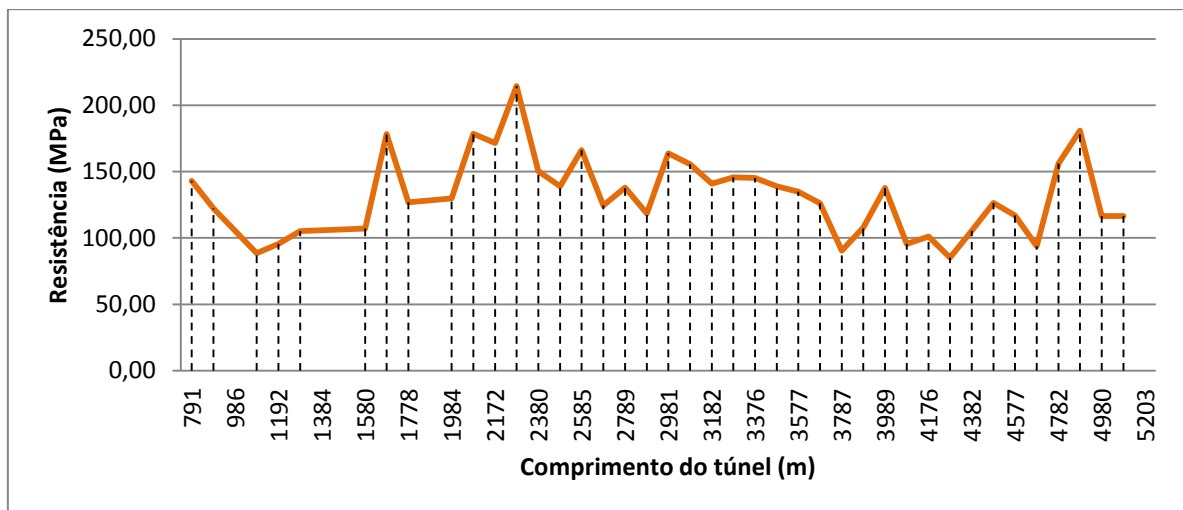


Figura 45: Valores de UCS ao longo do túnel.

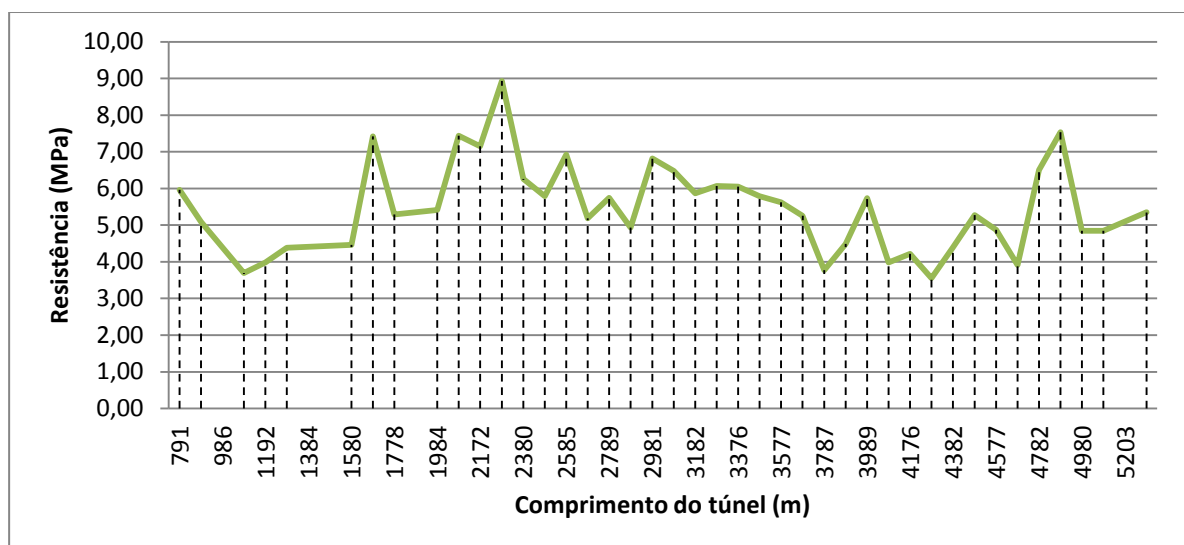


Figura 46: Valores de BTS ao longo do túnel.

Para a determinação, das forças foi utilizado o modelo de previsão CSM como mostrado no Capítulo 0. Nele as forças aplicadas pelos cortadores são encontradas através das propriedades da rocha mostradas nos gráficos da Figura 45 e da Figura 46 acima. As forças necessárias para remoção da rocha são consideradas as mesmas que os cortadores sofrem.

A Equações (6) e (9) foram utilizadas para encontrar a força normal para cada trecho do túnel, as mesmas utilizadas no capítulo anterior. Esses valores podem ser visto na Figura 47.

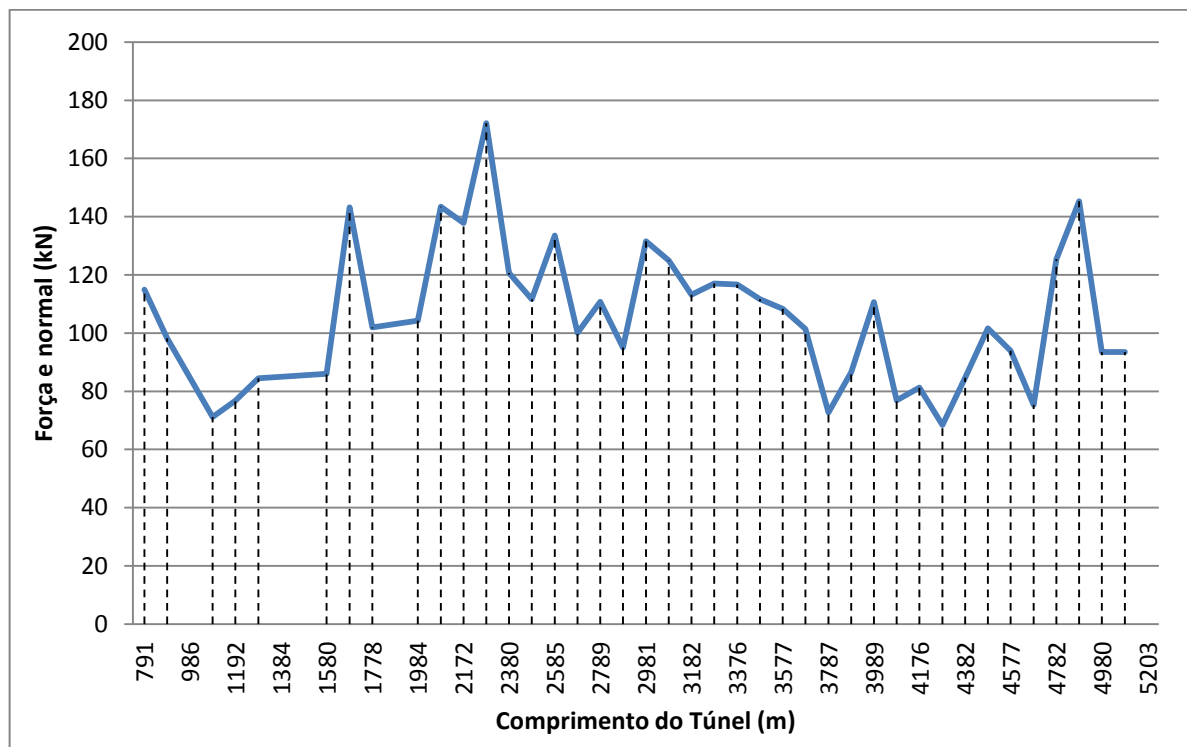


Figura 47: Força normal para cada trecho do túnel.

A partir dessas forças podem ser encontradas as tensões presentes no disco cortador e utilizar o método das rodas ferroviárias para o caso estudado. Essa força teve valores máximo de 172,19 kN e mínimo de 68,45 kN.

6.5. Falhas dos discos cortadores

Durante a escavação do túnel, foram feitos relatórios sobre as falhas da máquina. Dentre os dados havia a quantidade de cortadores trocados, suas posições e tipos de falhas. Foram avaliados 68 relatórios contendo os acontecimentos de cada dia. Foram trocados ao todo 1.523 discos ao longo dos 5.200 metros de escavação.

A Figura 48 mostra o layout da cabeça de corte e a localização de cada disco. Os discos CC1, CC2, CC3, CC4, CC5 e CC6 estão localizados no centro da cabeça.

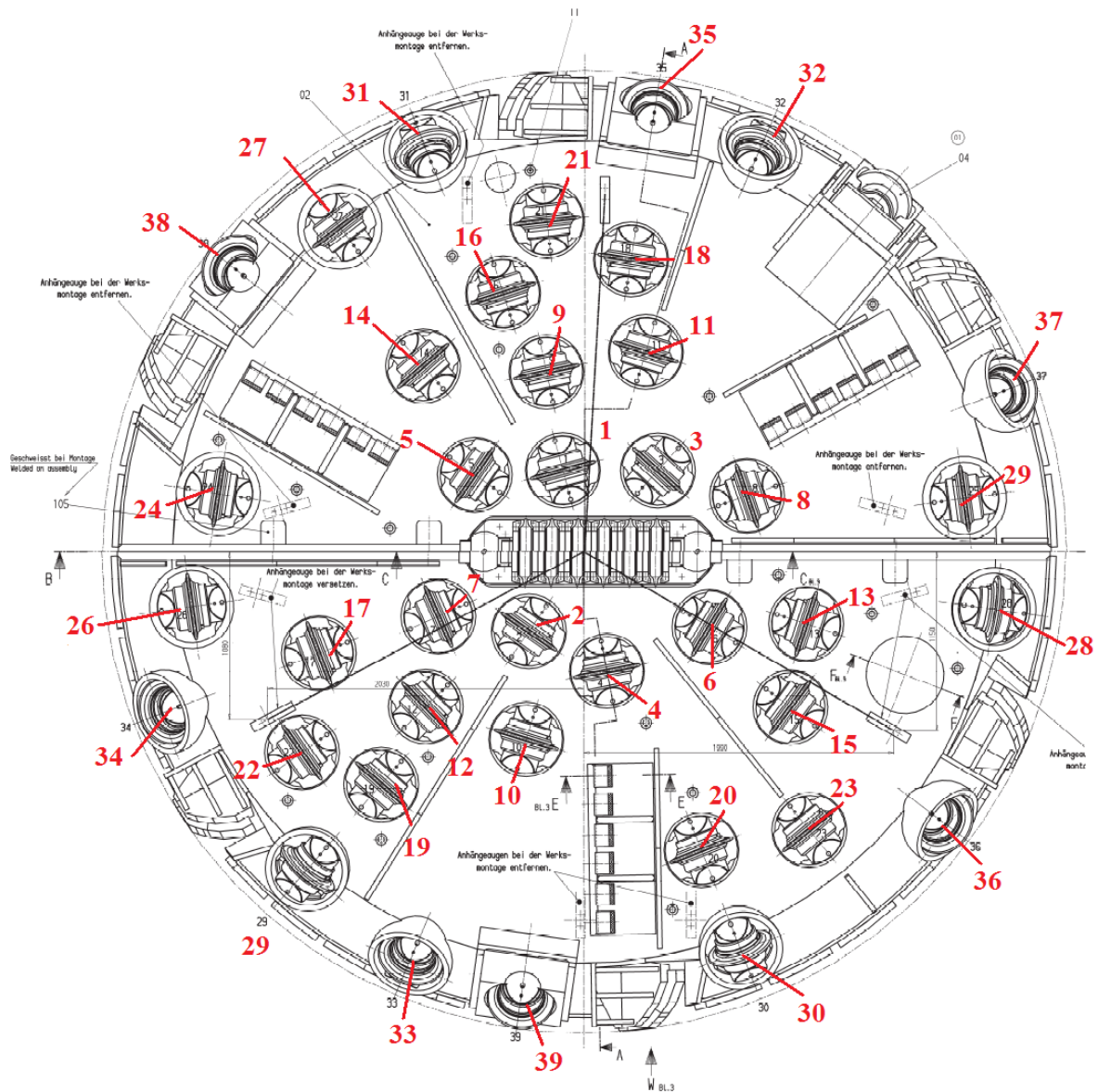


Figura 48: Layout da cabeça de corte.

A Figura 49 e a Figura 50 mostram gráficos com a quantidade trocada de cada cortador. Havia 53% dos dados dos cortadores referentes às posições trocadas nos relatórios analisados. Ou seja, 808 cortadores trocados tinham suas posições especificadas. Como pode ser visto, os cortadores com maior problemas foram os de número 27 com 35 trocas, 31 com 36 trocas e 38 e 39 com 35 trocas cada um. O índice N, do gráfico, representa o número de cortadores trocados da posição.

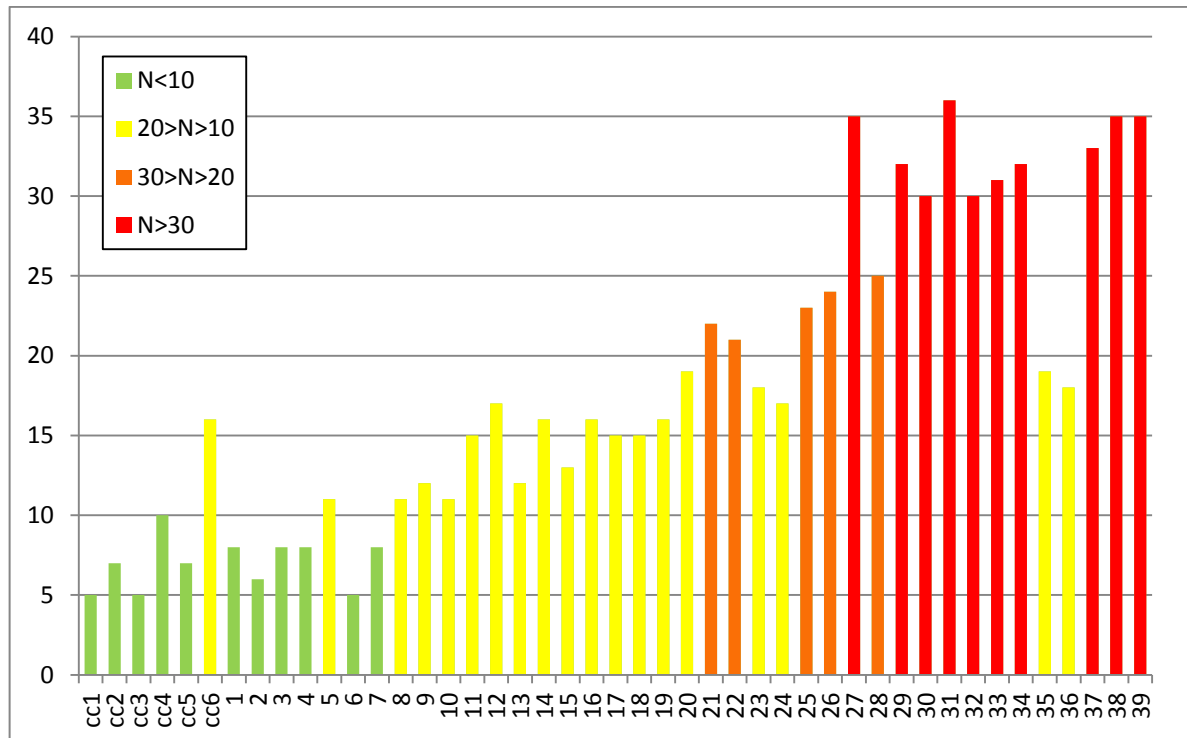


Figura 49: Número de cortadores trocados de acordo com sua posição.

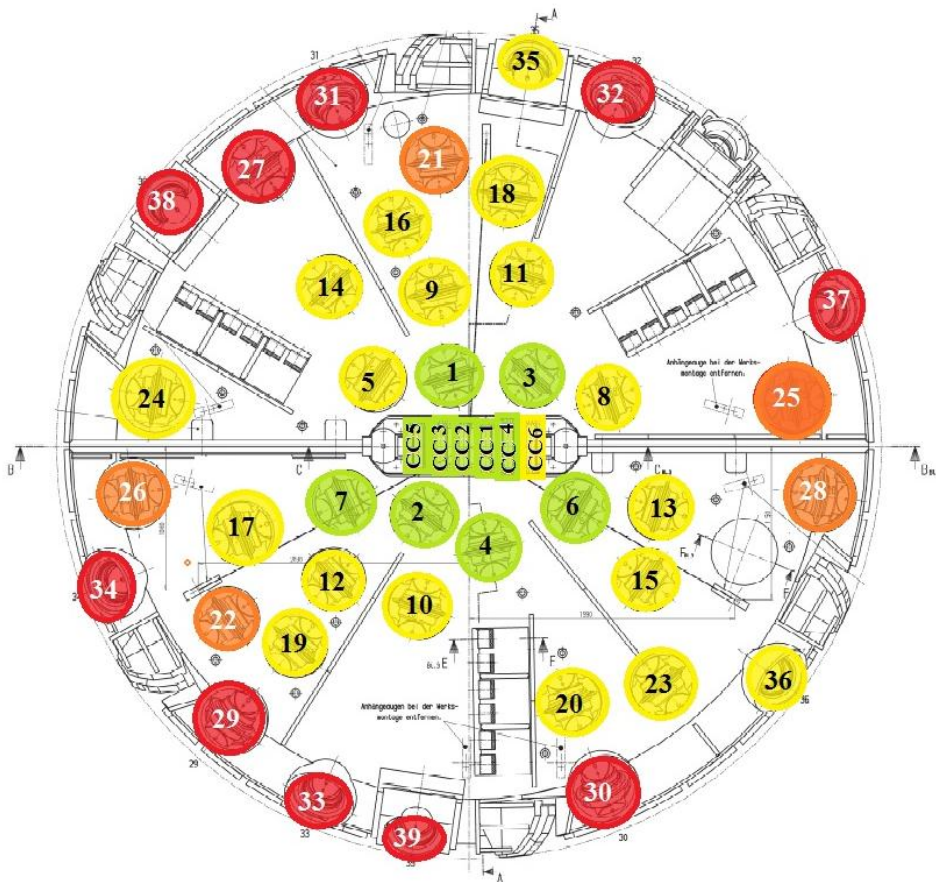


Figura 50: Posição dos cortadores trocados na cabeça de corte.

Dos mesmos relatórios foram levantados os tipos de falhas dos cortadores, como mostrado na Figura 51. Nesse gráfico 85% dos trocadores foram trocados por atingirem o limite de desgaste permitido. O desgaste tem sua principal razão na alta abrasividade da rocha, mas o desgaste por fadiga pode agravar essa situação.

As falhas por bloqueio ou travamento somaram 10%. Isso acontece quando os cortadores não estão rolando sobre a superfície da rocha, ou seja, ele trava em uma determinada posição e acontece um desgaste em apenas um lado do disco como na Figura 52. Esse tipo de falha também pode ser resultado de problemas no rolamento do disco. Cortadores quebrados que representam 1% do total podem ser resultados de grandes esforços, consequentemente eles podem conter grandes fraturas.

Também foram relatados problemas com quebra de parafusos e fixações do cortador, que foram solucionados ao longo do túnel. Outros problemas foram identificados como quebras de rolamentos, como na Figura 52. Além do desprendimento do anel de fixação que ocorreu poucas vezes.

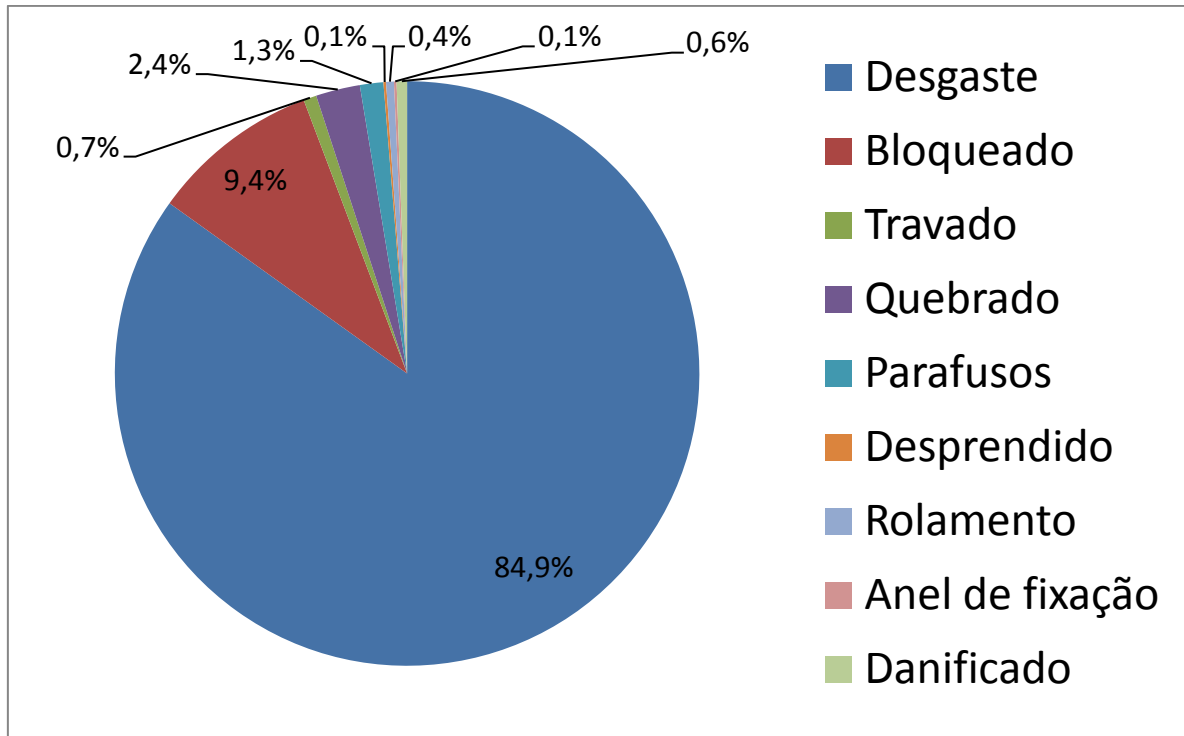


Figura 51: Tipos de Falhas dos Cortadores.



Figura 52: Disco cortador bloqueado (Sem rotação) e Rolamento quebrado (fonte: <<http://www.unitracc.com/>>).

6.6. Previsão da vida do cortador

Para previsão da vida dos cortadores foram utilizados os dados de campo e o método desenvolvido por Hassanpour *et al.* [14], descrito no Capítulo 4.4. Como dito anteriormente, o túnel foi dividido a cada 100 metros e para esses trechos estão expostos o número de cortadores trocados na Figura 53. Pode-se notar através da linha de tendência que a quantidade de discos trocados vai aumentando ao longo do túnel. Isso acontece devido ao maior tempo de utilização da máquina, muitas manutenções foram feitas e ela perde a sua eficiência inicial.

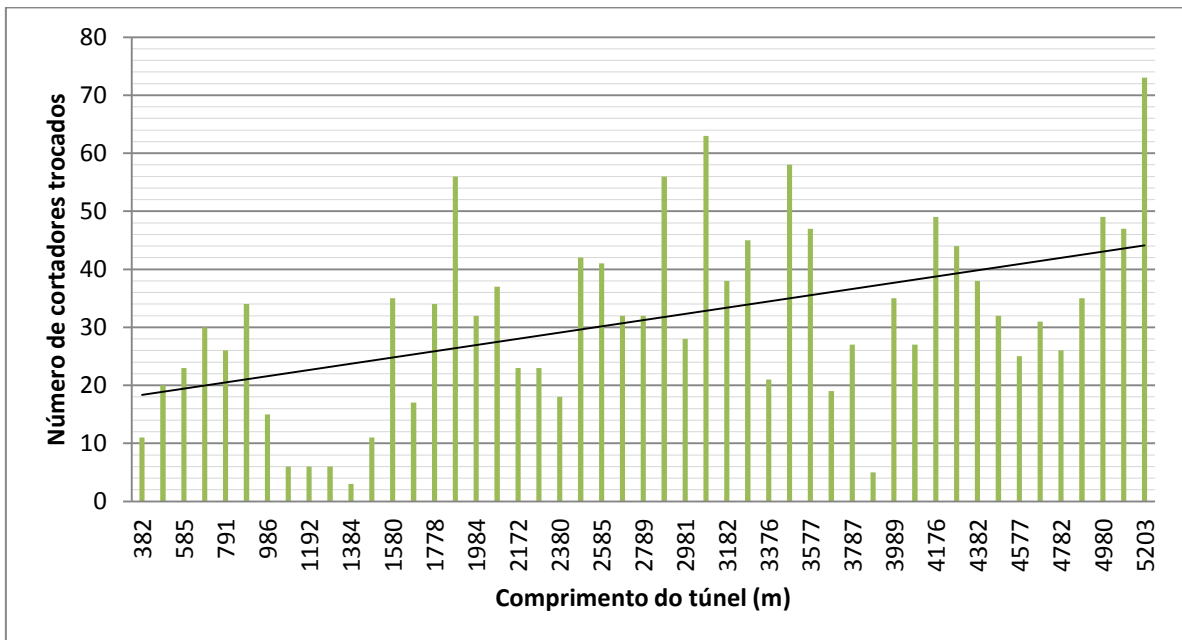


Figura 53: Número de cortadores trocados a cada 100 metros.

Inicialmente foi calculada a vida dos cortadores com os dados de campo levantados. Foram utilizadas as Equações (17) e (18), encontrando a vida do cortador em metros/cortadores (H_m) e posteriormente a vida em metros cúbicos escavados por cortador (H_f). Assim na primeira Equação o valor L utilizado foi de 100 m e N_{TBM} o número de trocadores trocados a cada trecho.

$$W_m(\text{cutter}/\text{m}) = \frac{N_{TBM}}{L(\text{m})} \quad (17)$$

$$H_f(\text{m}^3/\text{cutter}) = \frac{H_m \cdot \pi \cdot d_{TBM}^2}{4} \quad (18)$$

Esses valores podem ser vistos na Figura 54 marcados em azul. Era esperado que a vida dos cortadores diminuísse ao longo do túnel, pois o número de trocas aumentou.

Esses valores encontrados foram comparados com a Equação (21).de previsão de vida do cortador, essa equação foi feita através de um método de regressão de simples. Devido à falta de especificação da mineralogia de cada trecho do túnel, não foi possível utilizar o método de regressão múltipla que utilizava valores da dureza da rocha e resistência à compressão uniaxial. Entretanto a equação utilizada tem coeficiente de correlação razoável ($R^2=0,548$).

$$H_f = -1281 \ln(UCS) + 6744,9 \quad (21)$$

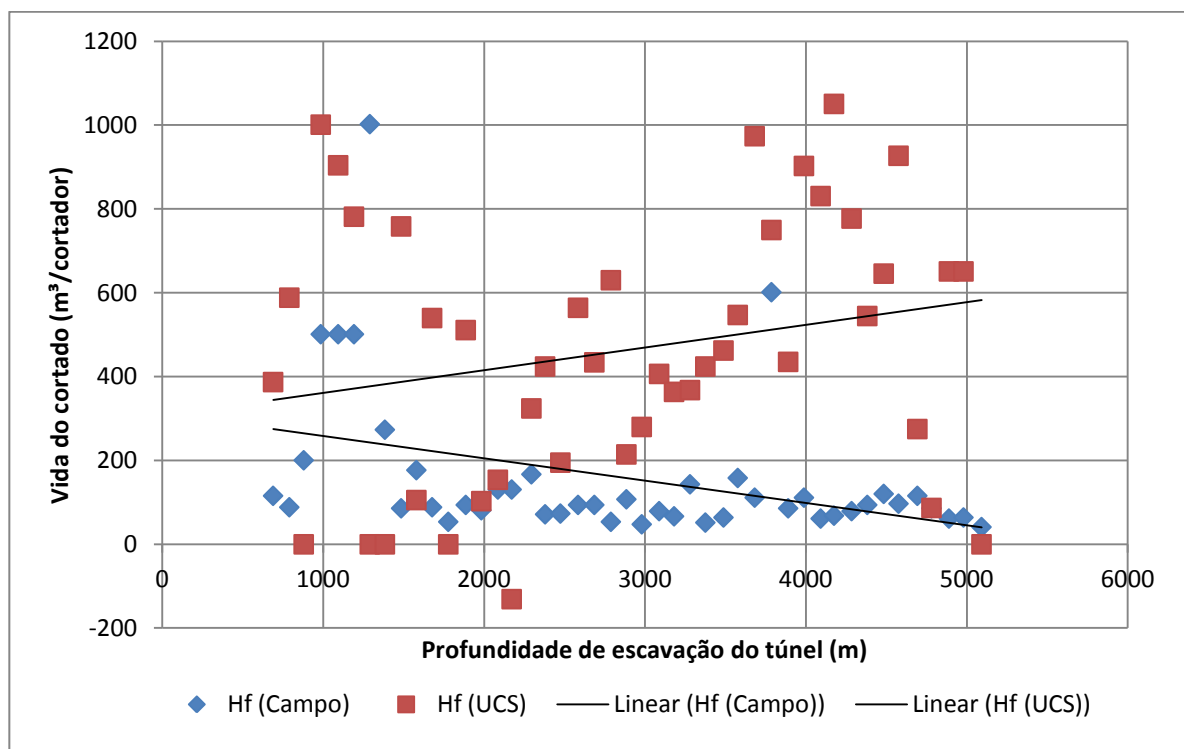


Figura 54: Comparação entre a vida real e a vida calculada.

Os dados de UCS da Figura 45 foram utilizados e os resultados podem ser vistos na Figura 54 aonde o eixo vertical corresponde a valores em m³/cortador e o eixo horizontal corresponde ao comprimento do túnel em metros. Esses resultados mostram a discrepância entre os dois cálculos de acordo com as linhas de tendência, que mostram situações opostas. Enquanto os dados reais explicitam a redução da vida do cortador, os cálculos feitos por esse método refletem em um aumento da vida. Apenas 26,3% dos casos tiveram valores próximos aos reais de campo.

6.7. Tensões nos discos cortadores

As tensões nos cortadores estão presentes principalmente em sua superfície. Foi demonstrado por Kane[24] através do método de elementos finitos que essas tensões têm maiores valores na superfície (Figura 55). Por essa razão será utilizada a Teoria de Hertz para estimar essas tensões.

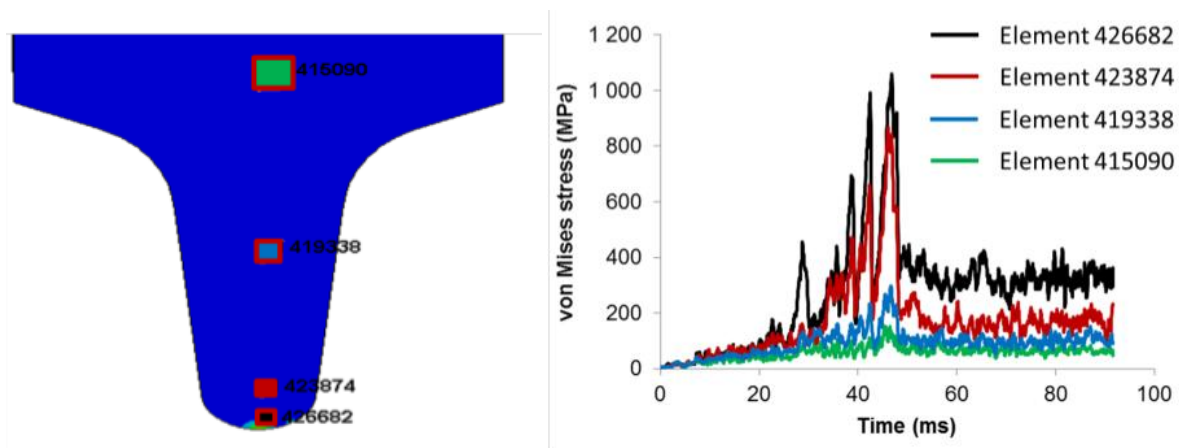


Figura 55: Tensões em diferentes profundidades do cortador [24].

Foram considerados dois casos: o primeiro desconsiderando o atrito, e o segundo incluindo-o. As tensões foram avaliadas a cada profundidade de acordo com o desgaste, ou seja, a cada milímetro de desgaste elas foram calculadas. Assim sendo, teremos duas situações diferentes de contato entre as superfícies. Primeiramente, o disco terá o raio de curvatura da ponta, e com o decorrer do desgaste esse raio irá desaparecer e o contato será considerado como o de um cilindro com uma superfície plana (Figura 56).

A Figura 57 mostra um esquemático do contato entre o disco e a rocha. Ambas as superfícies são consideradas em regime elástico. A Figura 58 mostra uma vista frontal do contato com a distribuição de tensões e o raio de curvatura da ponta.

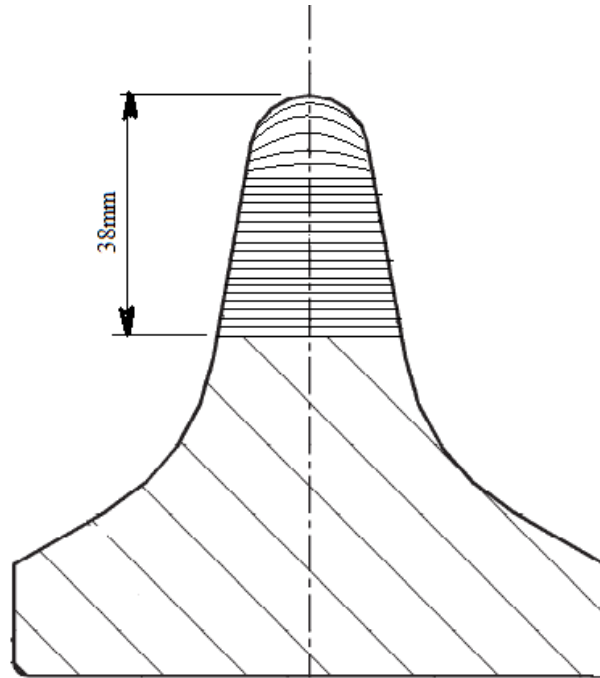


Figura 56: Estágios do desgaste do cortador.

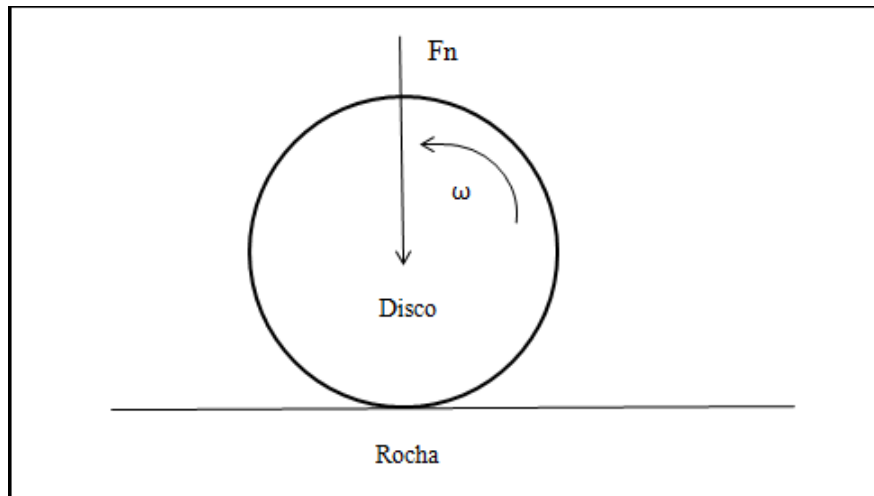


Figura 57: Esquemático da força entre a superfície da rocha e o cortador.

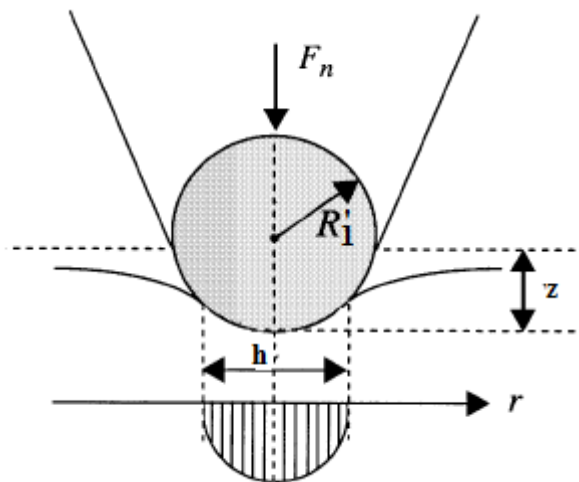


Figura 58: Vista frontal do contato do cortador (editado) [25].

O Módulo de Young da material do cortador é igual 210 GPa e o coeficiente de Poisson é igual a 0,24 representados na Tabela 4 do Capítulo 4.1.

Para a rocha em questão, foi utilizada a combinação das características das principais rochas presentes na escavação. O túnel tem predominância da rocha granito-gnaisse, em consequência foram encontrados os módulos de Young e coeficientes de Poisson de ambas as rochas e foi feita a média (Tabela 10). Chiai [25] mostra valores semelhantes em estudos de rochas graníticas.

Tabela 10: Propriedades mecânicas da rocha.

	Mín.	Máx.	Valor utilizado
v (granito)	-	-	0,17
v (gnaisse)	-	-	0,24
v (media)	-	-	0,205
E (granito)	30 GPa	70 GPa	50 GPa
E (gnaisse)	30 GPa	80 GPa	55 GPa
E (media)	30 GPa	75 GPa	52,5 GPa

Alber[26] utilizada valor similar do módulo de Young para rochas graníticas, em torno de 47,7GPa.

Para o contato entre um cilindro e um plano as equações de tensões sofrem algumas modificações. As tensões principais podem ser escritas pelas Equações (69), (70) e (71).

$$\sigma_{xx} = -\frac{b}{\Delta} \quad (69)$$

$$\sigma_{yy} = -2\nu\left(\frac{b}{\Delta}\right) \quad (70)$$

$$\sigma_{zz} = -\frac{b}{\Delta} \quad (71)$$

Onde $2b$ é o comprimento de contato entre os dois corpos após a aplicação da carga e é expresso pela Equação (72), logo b é metade desse comprimento como na Figura 59 e Figura 60.

$$b = \sqrt{\frac{2F_z\Delta}{h\pi}} \quad (72)$$

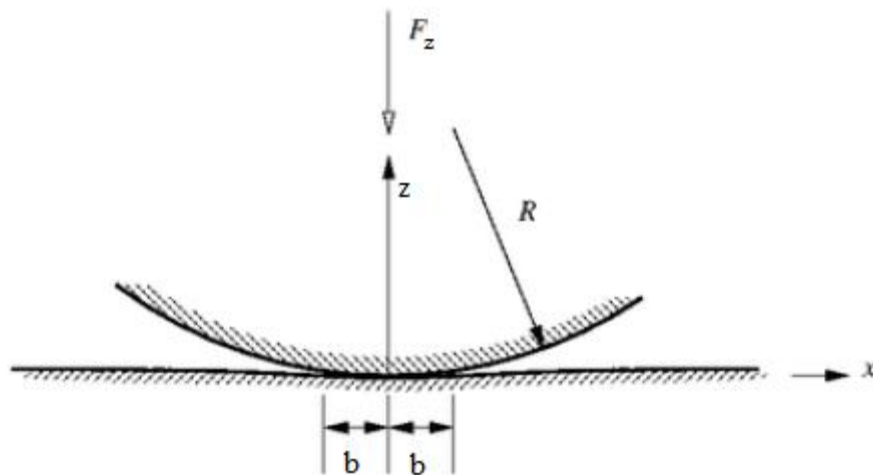


Figura 59: Contato entre as superfícies [27].

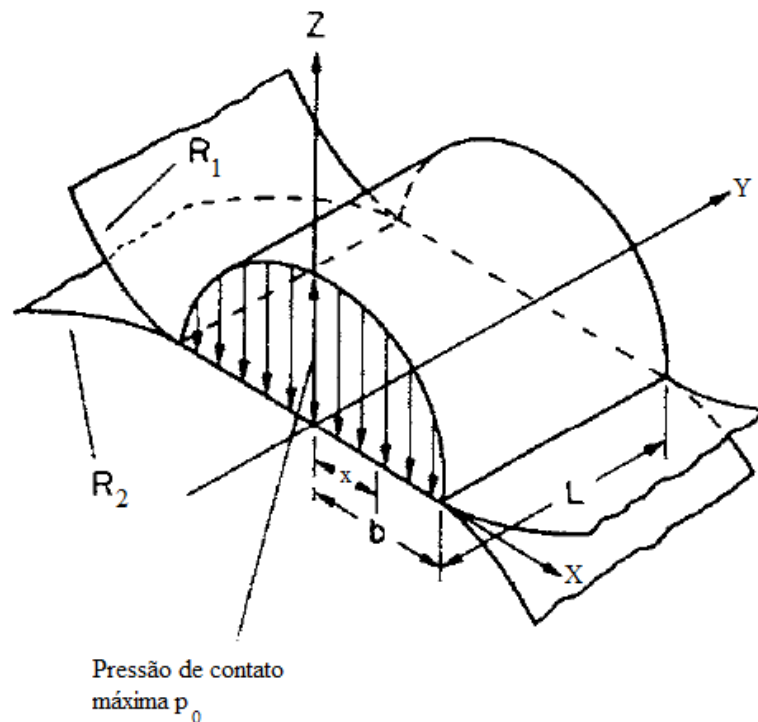


Figura 60: Distribuição de pressão em contato cilíndrico[28].

O coeficiente Δ é calculado através dos parâmetros dos dois materiais e sua geometria, e está expresso na Equação (43) do Capítulo 5.1. Os componentes B e A que estão associados à geometria de contato elíptica estão expressos nas Equações (41) e (42). Como R_2 é infinito no contato com o plano eles terão os seus valores calculados de acordo com as Equações (73) e (74) para o contato com a ponta da ferramenta. Nos casos onde não houver raio de curvatura R_1' , ele será considerado infinito, logo A será igual a zero. A largura do contato, ou seja, a largura da ferramenta é representada por h e tem valor inicial de 10 mm. A Figura 58 mostra uma vista frontal das geometrias do contato.

$$B = 1/2R_1 \quad (73)$$

$$A = 1/2R_1' \quad (74)$$

A máxima tensão de cisalhamento ocorre a $z=0,7861b[16][29]^1$, e como $\tau_{max} = 1/2(\sigma_{xx} - \sigma_{zz})$, teremos a máxima tensão de cisalhamento representada na Equação (75).

$$\tau_{max} = 0,300 \left(\frac{b}{\Delta} \right) \quad (75)$$

A máxima tensão octaédrica de cisalhamento está representada na Equação (76). Ela se localiza no mesmo ponto que a tensão de cisalhamento.

$$\tau_{oct(max)} = 0,27 \left(\frac{b}{\Delta} \right) \quad (76)$$

Como o valor de b para o raio original vale 4,552 mm, ambas as tensões de cisalhamento estarão localizadas 3,578 mm abaixo da superfície.

Foi utilizado o maior valor da força encontrada pelo método CSM, que é igual a 172,2 kN e está a uma profundidade de 2295 metros do túnel.

Realizados os devidos cálculos pelas equações apresentadas (APÊNDICE III: Tensões Hertzianas), o parâmetro b teve seus valores máximo e mínimo de 4,552 mm e 2,078 mm respectivamente. Os valores máximos e mínimos das tensões de acordo com o desgaste estão representados pela Tabela 11.

Tabela 11: Valores máximos e mínimos das tensões de contato.

MPa	σ_{xx}	σ_{yy}	σ_{zz}	$\tau_{máx}$	$\tau_{oct(máx)}$
Máx.	-2408,4	-1445,0	-2408,4	722,5	650,3
Mín.	-1099,3	-659,6	-1099,28	329,8	296,8

¹A posição das máximas tensões de cisalhamento são apresentadas por Shigley e Boresi foi encontrada através de gráficos das tensões em função de z

Os resultados estão representados abaixo pela Figura 61. O que pode ser visto é que as tensões diminuem quando o desgaste aumenta se a força aplicada se mantiver a mesma. Isso acontece pelo aumento da área de contato, a largura da ferramenta (h) aumenta devido à sua angulação de 10° . O eixo x do gráfico representa a extensão do desgaste de ferramenta, lembrando que essa tem raio inicial de 216 mm. As tensões σ_{xx} e σ_{zz} estão sobrepostas, pois tem valores iguais. Pode-se notar que não são representadas tensões trativas na superfície, diferente de casos aonde se considera o atrito.

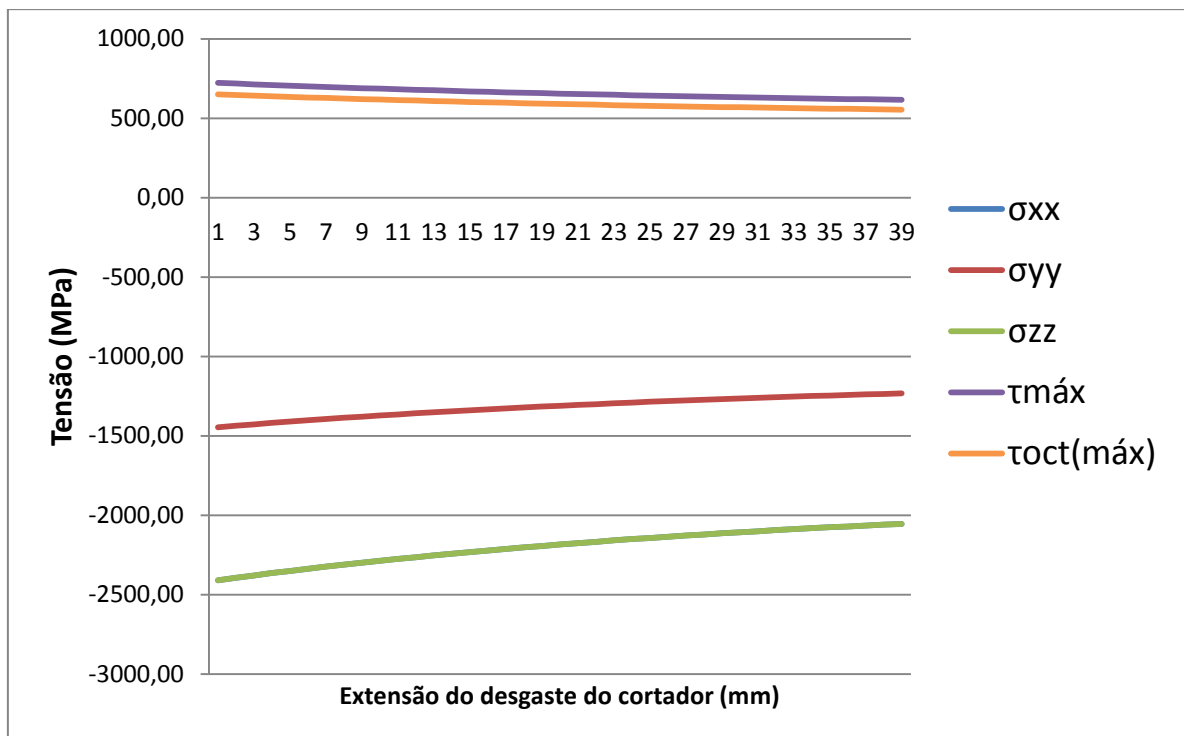


Figura 61: Comportamento da tensão em relação ao desgaste.

O gráfico da Figura 61 mostra apenas as tensões para contatos cilíndricos, entretanto esse comportamento só é observado no caso de discos cortadores quando há um desgaste avançado, e conseqüentemente já se perdeu o raio de curvatura da ponta da ferramenta.

Como explicado no Capítulo 5.1, o comportamento das tensões se altera quando o atrito entre os corpos é considerado. As equações das tensões são expressas de acordo com o coeficiente de atrito para contatos cilíndricos e estão representadas na Tabela 12.

Tabela 12: Valores das tensões entre dois corpos que deslizam entre si[16].

Tipos de tensões e suas localizações	Valores das tensões em função de b correspondente ao coeficiente de atrito abaixo.				
	0	0.083	0.111	0.167	0.333
Máxima tensão trativa que ocorre na superfície quando $x=-b$	0	$\frac{2b}{12\Delta}$	$\frac{2b}{9\Delta}$	$\frac{2b}{6\Delta}$	$\frac{2b}{3\Delta}$
Máxima tensão compressiva que ocorre na superfície entre $x=0$ e $x=0,3b$	$-\frac{b}{\Delta}$	$-1.09\frac{b}{\Delta}$	$-1.13\frac{b}{\Delta}$	$-1.19\frac{b}{\Delta}$	$-1.40\frac{b}{\Delta}$
Máxima tensão de cisalhamento ¹	$0.300\frac{b}{\Delta}$	$0.308\frac{b}{\Delta}$	$0.310\frac{b}{\Delta}$	$0.339\frac{b}{\Delta}$	$0.435\frac{b}{\Delta}$
Máxima tensão octaédrica de cisalhamento ¹	$0.272\frac{b}{\Delta}$	$0.265\frac{b}{\Delta}$	$0.255\frac{b}{\Delta}$	$0.277\frac{b}{\Delta}$	$0.368\frac{b}{\Delta}$

¹Note que essas tensões ocorrem na superfície quando o coeficiente de atrito é igual ou maior que 0,10.

De acordo com o método CSM, a força rolante ou força tangencial é $F_r = F_n \cdot CC$ e como $\mu = F_r/F_n$, logo $\mu = CC$. Assim sendo, CC calculado no Capítulo 6.3 vale 0,13. Por isso o coeficiente de atrito utilizado foi o mais próximo desse valor, que é 0,111.

Os resultados são mostrados na Figura 62 e tem diferenças consideráveis do método anterior. Primeiramente, ambas as tensões de cisalhamento passam a atuar na superfície agravando as tensões nessa região. Além disso, o corpo passa a ter uma tensão trativa, o que facilita a propagação de trincas.

As tensões máximas representadas nesse gráfico não estão em um mesmo ponto do contato. Elas estão localizadas de acordo com a Tabela 12.

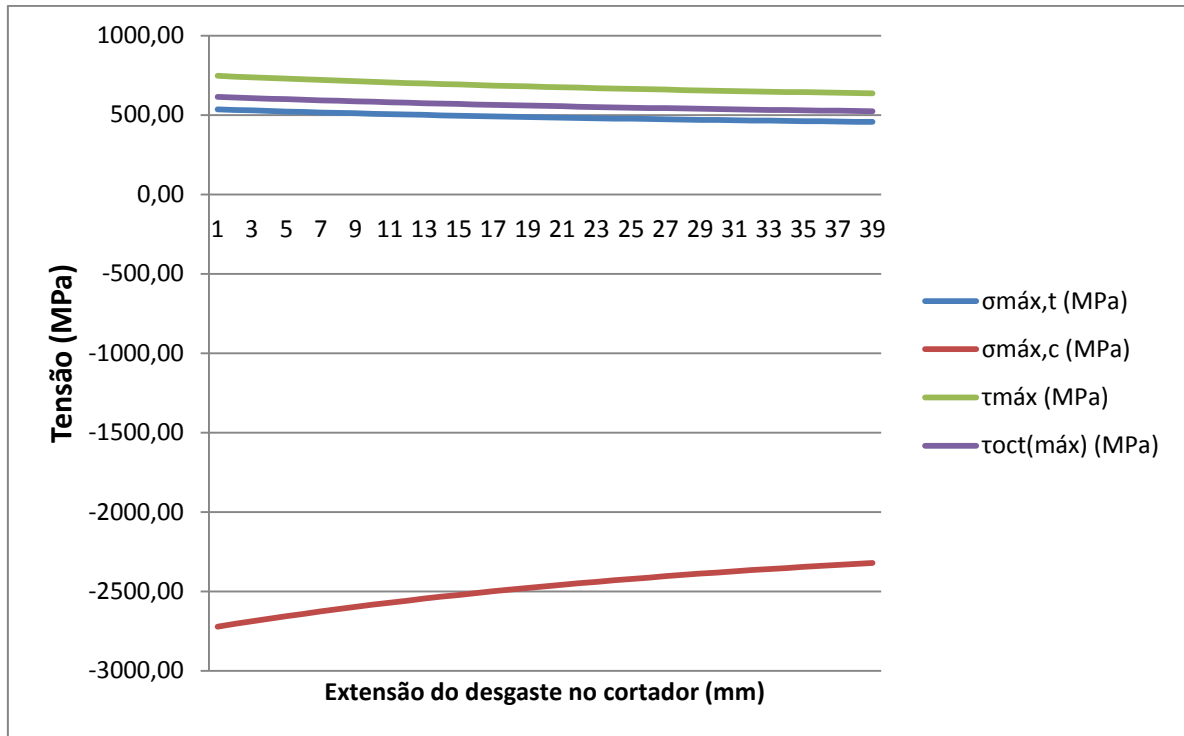


Figura 62: Comportamento das tensões máximas na região de contato em relação ao desgaste (Considerando atrito).

Quando o raio de curvatura é considerado, o contato entre as superfícies é elíptico e está demonstrado na Figura 63. Nesse caso, a máxima tensão de contato (p_0) é igual a máxima tensão de compressão e está demonstrada na Equação (77).

$$p_0 = \frac{3F_z}{2\pi ab} = \sigma_{c(máx)} \quad (77)$$

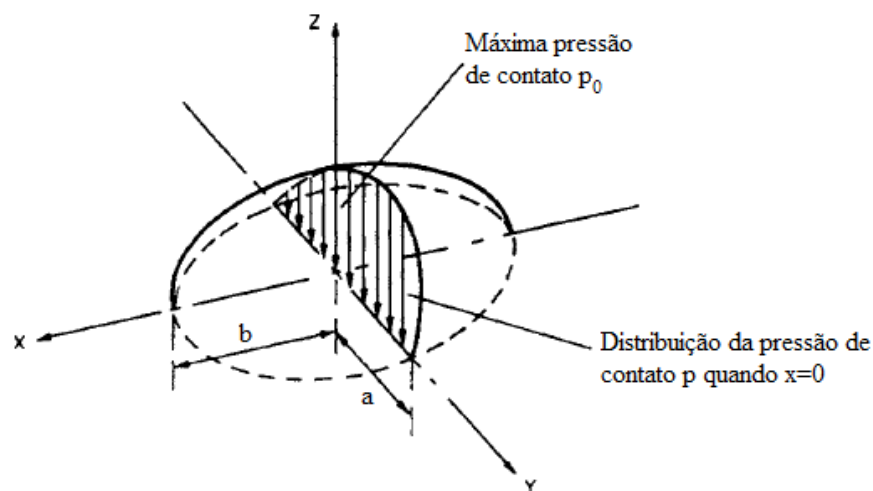


Figura 63: Distribuição de pressão para contato elíptico[28].

Onde a e b tem seus valores representados na Equação (78) e na Equação (79).

$$b = m \left[\frac{3F_z \Delta}{4A} \right]^{1/3} \quad (78)$$

$$a = n \left[\frac{3F_z \Delta}{4A} \right]^{1/3} \quad (79)$$

Nesse caso A e B têm valores iguais a $A = 1/2[1/R_1 + 1/R_1']$ e $B = 1/2[1/R_1 - 1/R_1']$ respectivamente. Os valores m e n podem ser encontrados pela Tabela 13, onde $\alpha = \cos^{-1}(|B/A|)$.

Tabela 13: Valores dos parâmetros m e n[28].

α graus	20	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
m	3.778	2.731	2.397	2.136	1.926	1.754	1.611	1.486	1.378	1.284	1.202	1.128	1.061	1.000
n	0.408	0.493	0.530	0.567	0.604	0.641	0.678	0.717	0.759	0.802	0.846	0.893	0.944	1.000

Os valores A, B e α podem ser calculados através das Equações (80), (81) e (82), será utilizado o ângulo mais próximo da Tabela 13, logo m será igual a 3,778 e n igual a 0,408. A máxima tensão de compressão nesse caso pode ser encontrada através das Equações (83), (84) e (85).

$$A = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{0,216} + \frac{1}{0,005} \right] = 102,31 \quad (80)$$

$$B = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{0,216} - \frac{1}{0,005} \right] = -97,68 \quad (81)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\left| -\frac{97,68}{102,31} \right| \right) = 17,3^\circ \quad (82)$$

$$a = 0,408 \left[\frac{3.170.10^3.2,258.10^{-11}}{4.102,31} \right]^{1/3} = 1,24 \text{ mm} \quad (83)$$

$$b = 3,778 \left[\frac{3.170.10^3.2,258.10^{-11}}{4.102,31} \right]^{1/3} = 11,49 \text{ mm} \quad (84)$$

$$p_0 = \frac{3.170.10^3}{2.\pi.1,24.11,49.10^{-6}} = -5697,0 \text{ MPa} = \sigma_{c(máx)} \quad (85)$$

Para entender melhor o comportamento do disco cortador, foram feitas alterações nas suas características. Na Figura 64 as tensões foram traçadas em relação ao módulo de Young

do material do cortador. Pode-se notar que quanto maior o módulo, maiores serão as tensões atuantes. Isso pode levar a crer, que a peça teria maior exposição à fadiga de superfície. Nesse modelo os dois corpos são considerados no regime elástico, por isso as tensões são consideradas iguais em ambas às superfícies. Entretanto, na realidade a rocha entra em regime plástico e sofre diversas fraturas, que indica que ela absorve a maior parte da energia aplicada pela máquina. Logo, as forças que atuam no cortador são menores que as que atuam na rocha e conseqüentemente as tensões também.

Com o aumento do módulo de Young, o material teria maior eficiência de corte e maior tempo de vida.

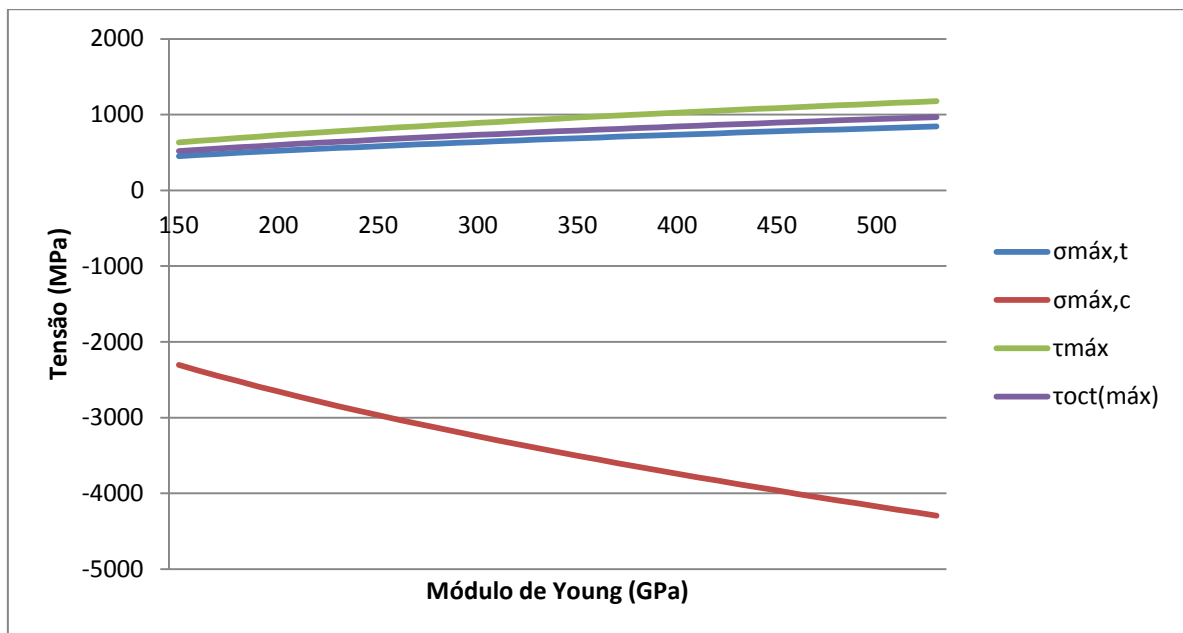


Figura 64: Comportamento da tensão em relação ao Módulo de Young do cortador

A Figura 65, que relaciona a largura da ponta da ferramenta com as tensões, mostra outra alteração do cortador. Como pode ser visto, o aumento da ponta do cortador diminui as tensões aplicadas, o que conseqüentemente aumentaria a vida do cortador. Isso porque a área de contato entre os corpos aumenta e as tensões são mais distribuídas. Por outro lado, esse aumento significa a perda de eficiência de corte, o cortador não conseguiria a penetração desejada, pois a rocha sofreria menores tensões.

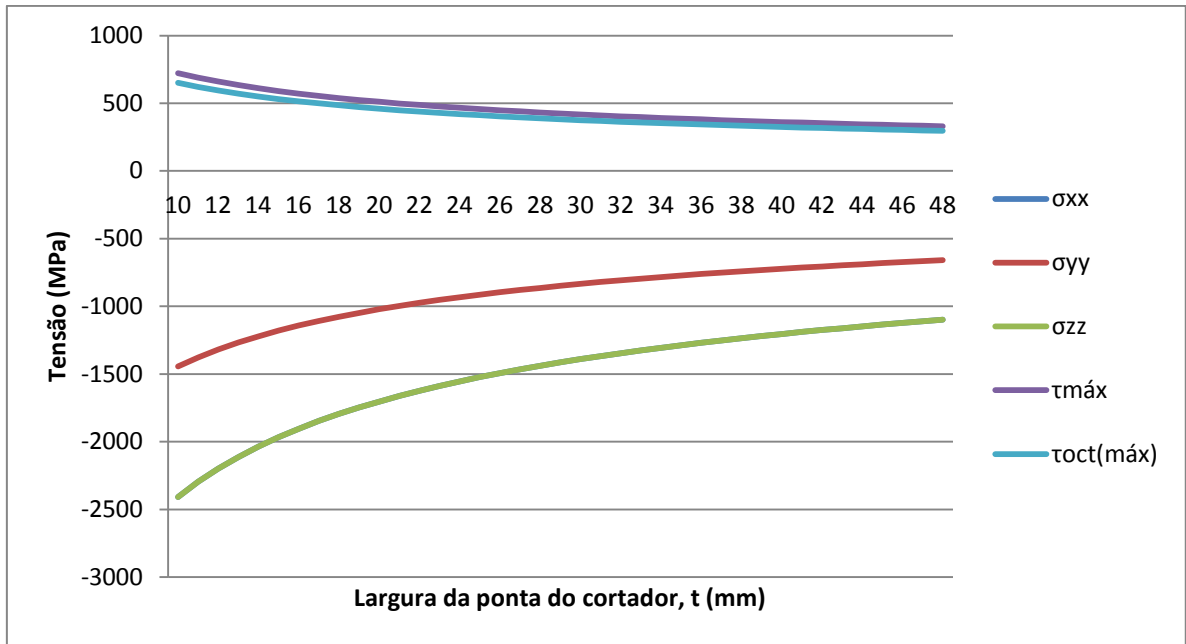


Figura 65: Comportamento das tensões em relação à largura da ponta do cortador.

6.8. Fadiga superficial pelo método de rodas ferroviárias

Para análise e verificação da fadiga superficial dos cortadores foi escolhido o método de rodas ferroviárias [19], explicado no Capítulo 5.3. Esse método se mostrou mais adequado devido à geometria dos corpos, onde a roda pode ser comparada com o disco e o trilho com a rocha. Essa comparação também pode ser feita devido à dinâmica de movimento: um perfil de disco sendo comprimido contra um corpo reto. Esse método não estimará a vida do cortador, mas poderá dizer em que trechos do túnel ocorrerão fadiga de contato.

Para encontrar a fadiga de contato é necessário saber o coeficiente de atrito entre os corpos, a geometria de contato, a força aplicada e o limite de cisalhamento do material. O coeficiente de atrito será o coeficiente de corte como explicado no capítulo anterior e tem valor de 0,13. A geometria de contato será dada pela teoria de Hertz, e será utilizado para o raio do disco original com o raio de curvatura. As forças aplicadas irão variar ao longo do túnel e estão de acordo com a Figura 47.

Segundo Shigley [29], a resistência ao escoamento sob cisalhamento pela teoria da energia de distorção é escrita pela Equação (86).

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad (86)$$

$$S_{sy} = 0,577.1650 = 952,05MPa \quad (87)$$

Assim utilizando a Equação (50), onde $k = S_{sy}$, o coeficiente de atrito será 0,13 e a pressão de contato será encontrada através da Equação (77) de contato elíptico. Foi feito o gráfico da Figura 66. Esse gráfico mostra o número de cortadores trocados a cada trecho do túnel e em quais desses trechos a fadiga superficial aconteceria, marcados em vermelho. Nota-se que a parte central do túnel é onde mais ocorre este tipo de falha, isso porque é onde a rocha tem seus maiores valores de UCS. Isso se comprova na Figura 67, onde a fadiga de contato está presente em trechos com valores de resistência a compressão maiores que 107,71 MPa marcado no gráfico. Quando o índice de fadiga superficial (FI_{surf}) for maior que será, esse tipo de falha ocorrerá.

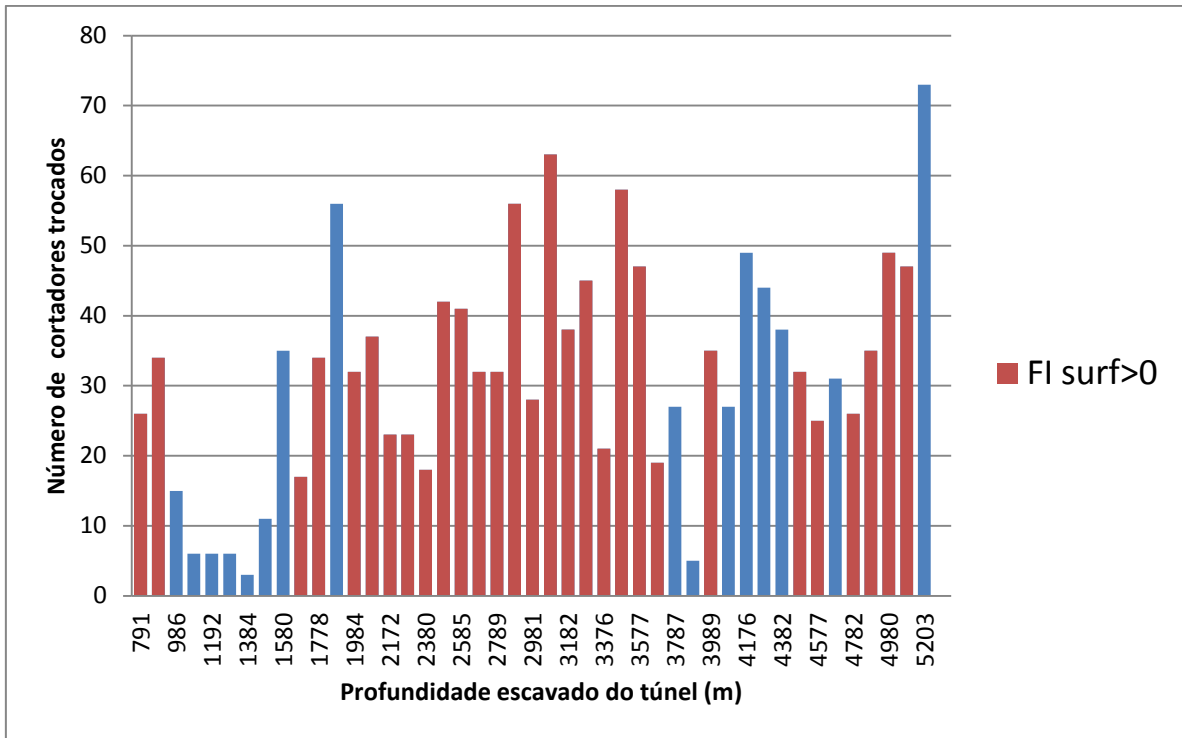


Figura 66: Trechos onde acontece fadiga de superfície comparada aos cortadores trocados.

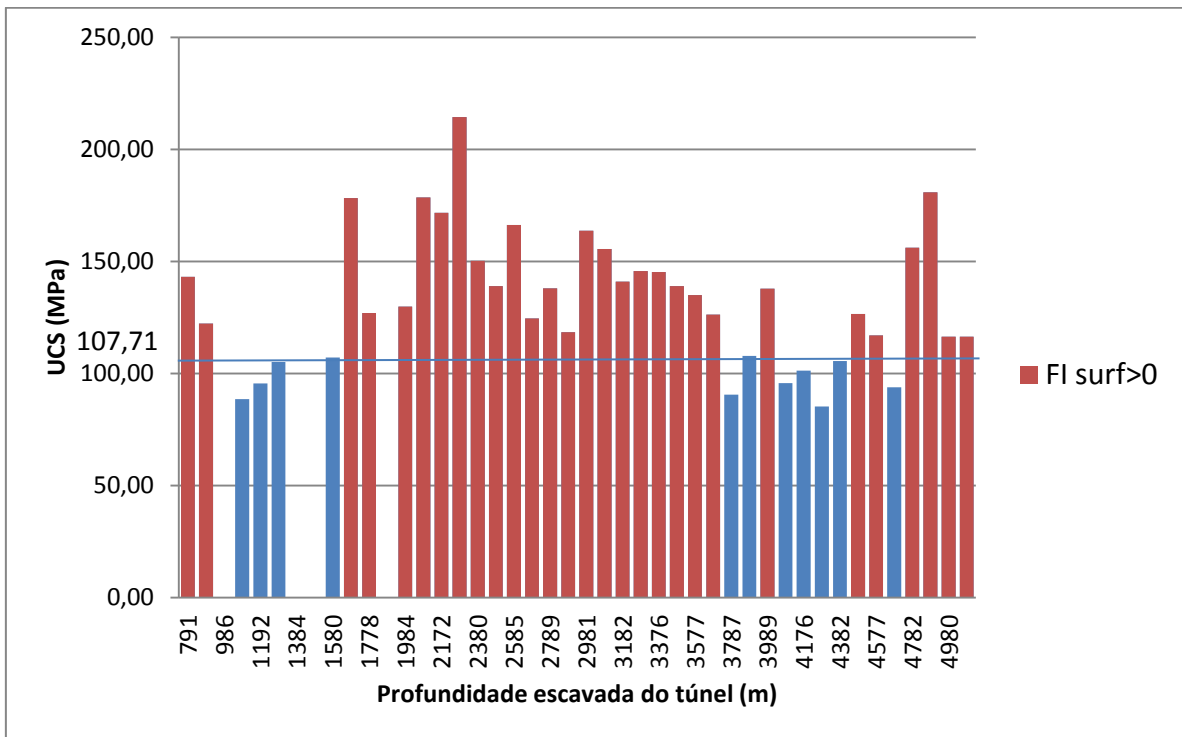


Figura 67: Trechos aonde ocorrem fadiga superficial de acordo com o UCS.

Também foi feito o cálculo para fadiga subsuperficial e verificação de sua ocorrência. As equações utilizadas estão no Capítulo 5.3.2 e estão representadas abaixo.

$$FI_{sub} = \sigma_{EQ,PR} \approx \frac{F_z}{4\pi ab} (1 + \mu^2) + a_{DV} \sigma_{h,res} \quad (60)$$

Os danos por fadiga subsuperficial irão ocorrer se a inequação abaixo for satisfeita.

$$FI_{sub} > \sigma_{EQ,e} \quad (61)$$

As forças F_z , as dimensões de contato a e b e o coeficiente de atrito μ serão os mesmos utilizados no método de fadiga de superfície. A segunda parte da equação está dividida entre o a_{DV} que são características do material, e pode ser representada por $a_{DV} = \frac{3\tau_e}{\sigma_e} - \frac{3}{2}$, e as tensões residuais, onde σ_e é a resistência à fadiga em flexão e τ_e é a resistência à fadiga em cisalhamento puro, ou seja, em torção.

De acordo com Shigley [29], o limite de resistência à fadiga para aços pode ser descrito pela Equação (88) onde S_{ut} é o limite de resistência a tração.

$$Se' = 740MPa, se S_{ut} > 1460MPa \quad (88)$$

Além disso, são aplicados os fatores de modificadores como na Equação (89).

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad (89)$$

O fator k_a representa a condição de superfície. E é expresso pela Equação (90).

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (90)$$

Os valores a e b estão na Tabela 14. O cortador foi considerado retificado, o que dá o melhor acabamento possível. Logo k_a terá seu valor como na Equação (91).

Tabela 14: Parâmetros para o fator de modificação superficial [29].

k_a	a	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,70	-0,718
Forjado	272,00	-0,995

$$k_a = 1,58(1990)^{-0,085} = 0,828 \quad (91)$$

Outro fator importante é k_c , que é o fator de carregamento. Ele será importante para encontrarmos σ_e e τ_e que utilizarão k_c para flexão e torção, igual a 1,00 e 0,59 respectivamente.

Tabela 15: Valores do fator k_c para diferentes tipos de carregamentos[29].

k_c	
Flexão	1,00
Axial	0,85
Torção	0,59

Outros fatores modificadores representam: fator de tamanho, fator de temperatura, fator de confiabilidade e fator por efeitos variados e terão valor de 1. Logo σ_e e τ_e tem seus valores calculados nas Equações (92) e (93) respectivamente.

$$\sigma_e = 0,828.1.1.1.1.1.740 = 613,0MPa \quad (92)$$

$$\tau_e = 0,828.1.0,59.1.1.1.740MPa = 361,7MPa \quad (93)$$

As tensões residuais são tensões presentes quando o material sofre plasticidade e parte continua tracionada ou comprimida quando as cargas são retiradas. Nesse estudo as tensões residuais serão consideradas como as tensões principais aplicadas no elemento. Essas tensões serão encontradas pela teoria de Hertz para contato elíptico e seus valores para cada trecho estão representados na Tabela 22 do APÊNDICE IV: Resultados de fadiga superficial e subsuperficial. Estas tensões terão valores negativos, por serem tensões compressivas.

Feitos os cálculos de acordo com a Equação (60), os cortadores não apresentaram fadiga subsuperficial em nenhum dos trechos. Esses resultados fazem sentido, uma vez que são poucas as falhas por quebra ou por grande perda de material do cortador.

Para entendimento do comportamento da fadiga superficial com a alteração do material do cortador, foi elaborado o gráfico da Figura 68. Ele mostra a porcentagem de trechos do túnel que ocorreriam desgaste por fadiga de contato caso o seu limite de escoamento fosse alterado, ou seja, considerando o material como H13, seu limite de escoamento é igual a 1650 MPa e cerca de 70% dos trechos do túnel sofreram esse tipo de desgaste como mostrado na Figura 66 e na Figura 67. Caso o material utilizado apresentasse limite de escoamento de 1550 MPa, essa porcentagem aumentaria para cerca de 90%, causando maior número de troca dos disco.

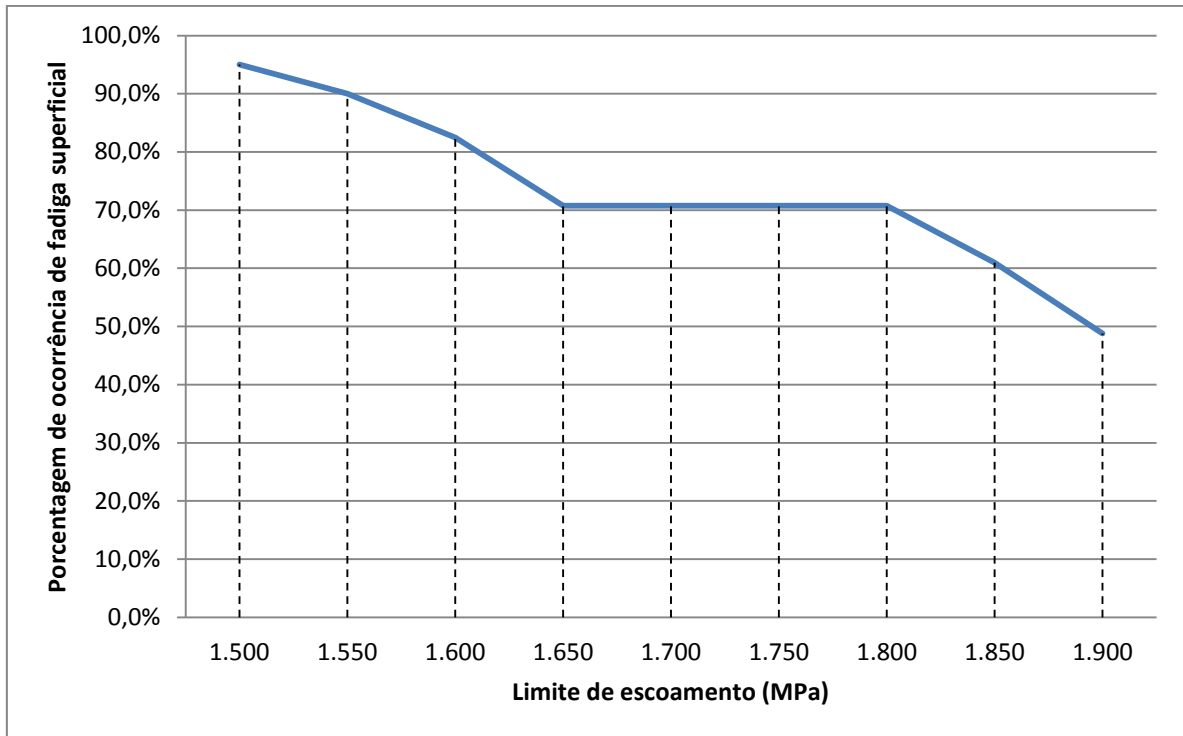


Figura 68: Frequência de ocorrência de fadiga de superfície em função do limite de escoamento do material do cortador.

6.9. Resultados e discussões

Após verificação dos resultados das tensões, confirma-se que seus valores máximos estão localizados na superfície do cortador, como mostrado por Kane[24]. As tensões diminuem quando o cortador vai sendo desgastado, isso porque a área de contato entre os corpos aumenta devido ao ângulo da ponta do cortador e a perda do raio de curvatura. O aumento da área de contato reduzirá as chances de ocorrência de fadiga de contato, entretanto o cortador perderá eficiência de corte. Por isso é importante encontrar um ponto ideal entre a largura da ferramenta e a taxa de penetração da mesma.

Grande parte dos métodos utilizados para levantamento da vida do cortador, apresentados no Capítulo 4.4, levam em consideração apenas os parâmetros da rocha, o que mostra que consideram apenas um padrão de cortador. Na realidade isso não ocorre, pois existem diversos tipos de cortadores, com geometrias diferentes: largura da ponta, raio de curvatura, ângulo da ponta, tamanho de raio; e materiais diferentes como o H13, H14, cortador com revestimento de carboneto de tungstênio, etc. Em consequência, esses métodos

refletem que cortadores de diferentes formatos e tipos terão a mesma vida quando utilizados em campo.

Além da explicação citada acima, o modelo CSM para estimativa das forças aplicadas na rocha e previsão de performance da TBM considera que as forças são iguais para todos os cortadores em todas as posições da cabeça. Quando levado a campo, os cortadores vão sofrer forças diferentes. Os cortadores sofrem forças laterais e quanto maior sua distância do centro, maiores serão essas forças. O maior desgaste dos cortadores da extremidade da cabeça também se explica pelo fato que esses estarão percorrendo um caminho maior a cada revolução da cabeça, ou seja, a cada revolução eles sofreram mais ciclos que os outros e seu tempo de trabalho será reduzido.

A avaliação pelo método de Hassanpour [14] mostrou uma grande discrepância entre os resultados de campo e os estimados. Isso pode ter acontecido por diversos fatores. Primeiramente não foi considerada a dureza da rocha por falta de informações mineralógicas, o que pode ter afetado o resultado. Segundo, o método não inclui um parâmetro de abrasividade da rocha. No caso estudado, as rochas tinham alto grau abrasivo. Esses fatores podem ter agravado o desgaste dos cortadores, causando essa diferença entre os resultados. Por outro lado, o método pode não ser considerado adequado para o estudo atual. O túnel estudado tem diâmetro maior que o túnel estudado por Hassanpour. Como dito no Capítulo 4.4, quanto maior o raio de instalação do disco cortador, menor será o seu tempo de utilização.

Entre os principais métodos de fadiga de contato apresentados está o de fadiga de rolamentos. Esse método não foi considerado adequado, pois foi comprovado através de testes nos rolamentos, computando suas falhas. Para utilizar no anel do cortador seria necessário selecionar um rolamento com geometria semelhante ao cortador. Seria mais adequado aplicar esse método ao próprio rolamento do disco, visto que foi relatado um número considerável de falhas por bloqueio dos cortadores. Esses bloqueios podem significar problemas nos rolamentos, assim como materiais da rocha que possam bloqueá-lo.

6.9.1. Redução de custos

Os anéis dos cortadores da Robbins, principal fornecedor desse material, indicados para esse tipo de rocha custam em média setecentos e sessenta dólares (\$760,00 USD). Nesse

estudo foram trocados 1.523 discos, tendo seu valor total fixado em 1.157.480,00 dólares, aproximadamente 2.835.826,00 reais de custo referentes aos cortadores. Se fosse reduzido o número de cortadores trocados na extremidade para 40 no máximo como na linha vermelha da Figura 69, geraríamos uma economia de 236 anéis, que representa 179.360 dólares o mesmo que 439.432 reais.

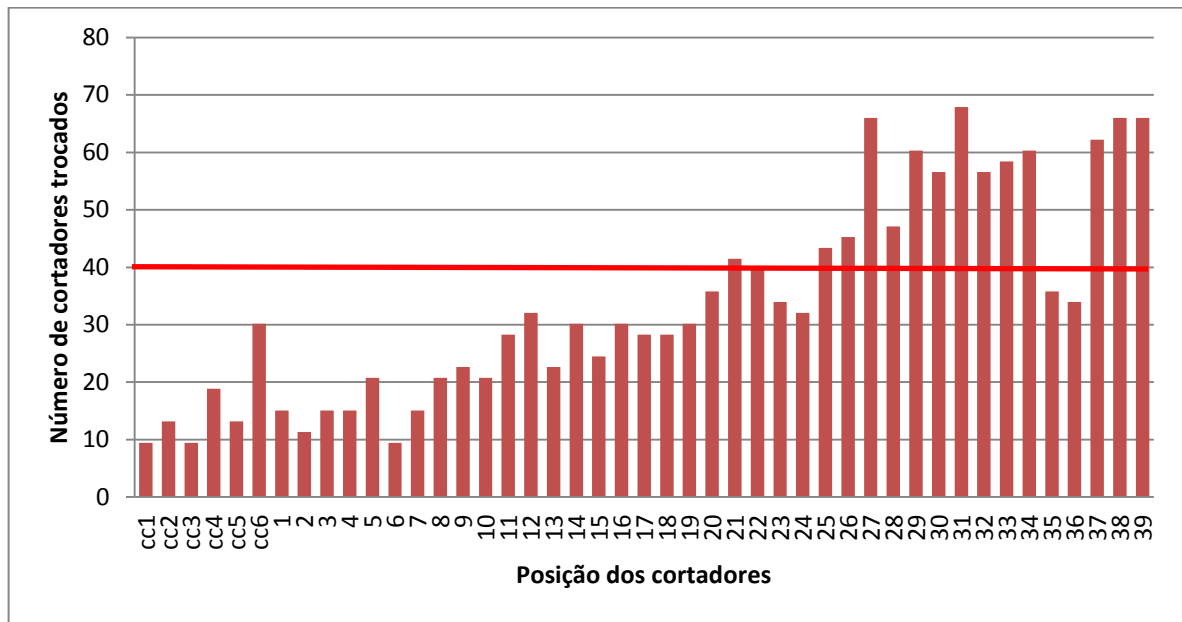


Figura 69: Número máximo de trocas estabelecidas.

Capítulo 7

7. Conclusão

As tensões no cortador diminuem quanto maior for o desgaste, isso ocorre devido ao aumento da área de contato entre a rocha e o cortador. Isso resultará em uma perda de eficiência de corte.

Como mostrado na Figura 51, a principal falha ocorre por desgaste. O desgaste tem diferentes mecanismos, entre eles o principal é o desgaste abrasivo. A utilização de métodos para o cálculo do desgaste por fadiga teve como objetivo verificar a ocorrência de desgaste excessivo, pois a fadiga agrava a perda de material dos cortadores. O que pôde ser visto foi que em diversos trechos do túnel a perda de material por fadiga de contato estava presente, principalmente em trechos aonde a rocha tem resistência à compressão maior que 107 MPa.

A principal sugestão para melhoria do desempenho da máquina e diminuição da quantidade de troca dos cortadores seria a utilização de materiais mais resistentes nas extremidades da cabeça de corte. Como dito anteriormente, podem ser utilizados anéis de cortadores com revestimento de carboneto de tungstênio que aumenta a dureza do material e a resistência à abrasão. Essa ação aumentaria o custo inicial da obra, pois esses cortadores são mais custosos, porém isso diminuiria o tempo de manutenção da máquina e o número de trocas dos anéis. Isso resultará em ganho de tempo e consequentemente redução do custo final da obra. Uma alternativa seria a utilização desses cortadores em escavações com atrasos por conta dessas falhas.

Como visto na Figura 70, as tensões principais são maiores nas extremidades dos túneis do que no seu centro. Isso mostra a necessidade de uma aplicação de diferentes materiais para diferentes regiões. O método para estimativa do desgaste do cortador proposto por Alber [26], utiliza o valor CAI (Cechar Abrasivity Index) considerando a dependência desse índice em relação ao valor das tensões principais. Quanto maior for a tensão, maior será o índice, desse modo ele será maior nas extremidades. Esse método também apenas leva em consideração os parâmetros da rocha, consequentemente uma alteração no material do cortador não afetaria seus resultados.

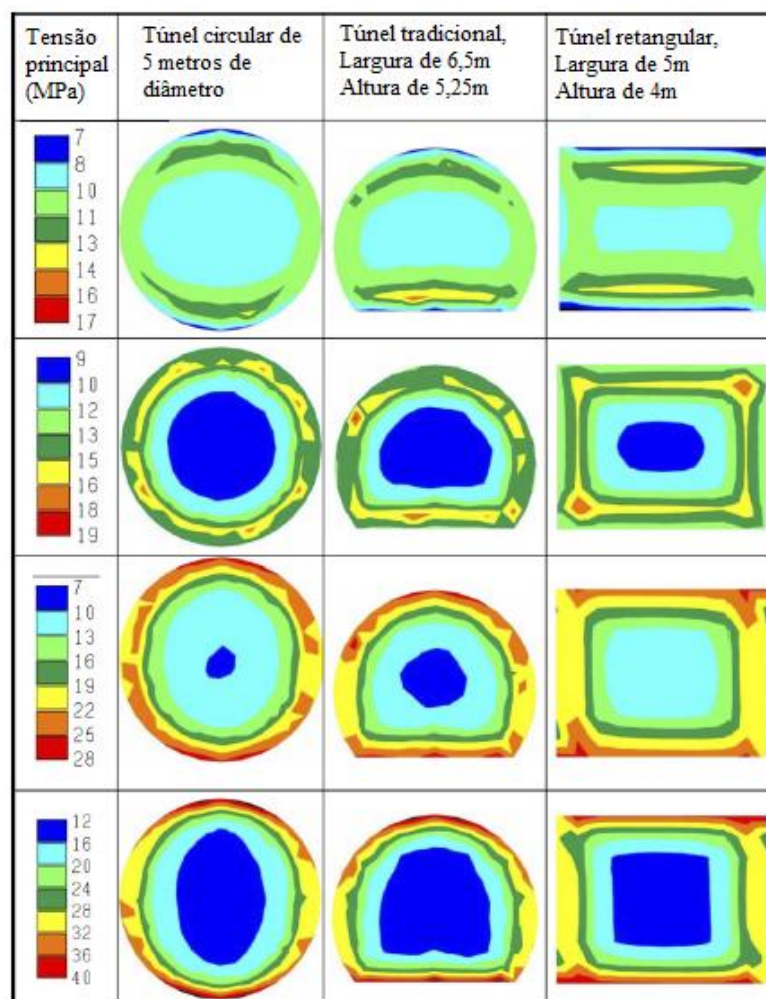


Figura 70: Tensões principais da face de escavação de vários túneis em tensão *in situ* [26].

O material escolhido para esse estudo foi o H13, pois consultas mostraram que é o mais utilizado. Entretanto, o material real utilizado pode ter sido de qualidade inferior. Como mostrada na Figura 68, uma pequena diminuição no limite de escoamento do material, já aumentaria a frequência de desgaste por fadiga de contato.

É importante ressaltar que na teoria de Hertz os dois materiais se encontram em regime elástico e não sofrem plasticidade. Esse é o motivo das altas tensões compressivas encontradas no Capítulo 6.7. Essa premissa faz com que as tensões sejam consideradas iguais em ambos os corpos. Na realidade, a rocha sofre fraturas e parte da energia aplicada pela máquina acaba se dissipando e diminuindo as tensões nos cortadores.

7.1. Sugestões para futuros trabalhos

Para futuros trabalhos seria interessante a utilização do método de elementos finitos para avaliação das tensões no cortador e estimativa de falha por fadiga, assim como essa estimativa combinada com o desgaste abrasivo. Também devem ser encontrados métodos adequados para avaliação analítica das forças laterais aplicadas ao cortador.

Outra sugestão seria a avaliação das falhas dos rolamentos, quais as causas e a estimativa de vida desses. Isso seria importante para que os rolamentos fossem trocados antes de falhar ou gerar bloqueios.

Referências Bibliográficas

- [1] CASTRO, A.; *Métodos para Seleção de Tuneladores e Análise Numérica de Diferentes Alinhamentos de Túneis Sujeitos a Altas Pressões Hidráulicas*, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 2013.
- [2] ELSNER, P. & VIDAL, C.; *Experiences from the first Hard Rock TBM tunnel drive in Brazil*, 2013.
- [3] BRULAND A.; *Hard Rock Tunnel Boring*, Doctor Theses, Norwegian University of Science and Technology, Norway, 1998.
- [4] RAMEZANZADEH A.; *Performance Prediction Models for Hard Rock Tunnel Boring Machines*, Lyon, France, 2013.
- [5] ROSTAMI, J.; *Study of pressure distribution within the crushed zone in the contact area between rock and disc cutters*; International Journal of Rock Mechanics & Mining Sciences, v.57, pp. 172–186, 2013.
- [6] ROSTAMI, J; OZDEMIR, L.; *A new model for performance prediction of hard rock TBMs*, Proceedings of the rapid excavation and tunneling conference, Boston, pp. 793-809, 1993.
- [7] ZHANG, K.; *Establishment of TBM Disc Cutter Dynamic Model for Vertical Vibration*, ICIRA 2009, LNAI 5928, pp. 374–382, 2009.
- [8] The Robbins Company; *The Current State of Disc Cutter Design and Development Directions*.
- [9] WANG, L.; *The energy method to predict disc cutter wear extent for hard rock TBMs*, Tunnelling and Underground Space Technology 28, pp. 183–191, China, 2011.
- [10] MATWEB Material Property Data: Banco de dados. Disponível em: <http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=e30d1d1038164808a85cf7ba6aa87ef7>. Acesso e: 01 out. 2014.
- [11] FRENZEL, C.; *Factors Influencing Disc Cutter Wear*, Geomechanik und Tunnelbau 1, Munique, Alemanha, 2008.

- [12] RIBACHI, R. & FAZIO, A.; *Influence of Rock Mass Parameters on the Performance of a TBM in a Gneissic Formation (Varzo Tunnel)*, Roma, Itália, 2004.
- [13] ERICSSON, A.; *Adams modelling of contact forces between disc cutter and mount*, Dissertação de Mestrado, Chalmers University Of Technology, Göteborg, Sweden, 2010.
- [14] HASSANPOUR, J.; ROSTAMI, J.; AZALI, S.; ZHAO, J.; *Introduction of an empirical TBM cutter wear prediction model for pyroclastic and mafic igneous rocks; a case history of Karaj water conveyance tunnel, Iran*, In: *Tunnelling and Underground Space Technology* 43, pp. 222–231, Tehran, mai. 2014.
- [15] BORESI, A.P. & SCHMIDT, R.J.; *Advanced Mechanics of Materials*, 6 ed., John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [16] GLAESER, W.A. & SHAFFER, S.J.; *Contact Fatigue*, In: *ASM Handbook, Volume 19: Fatigue and Fracture*, 1996.
- [17] ZARETSKY, E.V.; POPLAWSKI, J.V.; ROOT, L.E., “Relation between Hertz Stress Life Exponent, Ball-Race Conformity, and Ball Bearing Life”, *Tribology Transactions*, 51: pp. 150-159, 2008.
- [18] ZARESTKY, E.V.; *A. Palmgren Revisited - A Basis for Bearing Life Prediction*, NASA Technical Memorandum 107440, Kansas City, Missouri, mai 18-22, 1997.
- [19] EKBERG, A.; KABO, E.; ANDERSSON, H.; *An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels*, *Fatigue Fract Engng Mater Struct* 25, pp. 899-909, Sweden, 2002.
- [20] EKBERG, A.; *Rolling contact fatigue of railway wheels – Towards tread life prediction through numerical modeling considering material imperfections, probabilistic loading and operational data*, Chalmers University of Technology, Suécia, 2011.
- [21] DIRKS, B.; ENBLOM, R.; *Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue*, *Wear* 271, pp. 210–217, 2011.
- [22] EKBERG, A.; AKESSON, B.; KABO, E.; *Wheel/rail rolling contact fatigue – Probe, predict, prevent*”, In: *Wear*, v. 314, pp. 2–12, 2012.

- [23] CHO J.; “Optimum spacing of TBM disc cutters: A numerical simulation using the three-dimensional dynamic fracturing method”. In: *Tunnelling and Underground Space Technology* 25, pp. 230–244, Korea, 2010.
- [24] KANE, A.P.; “A numerical study of the disc cutter behaviour while cutting hard rocks”, In: *Proceedings of the World Tunnel Congress*, Foz do Iguaçu, Brazil, 2014.
- [25] CHIAI, B.; “Fracture mechanisms induced in a brittle material by a hard cutting indenter”, In: *Internatonal Journal of Solids and Structures*, v. 38, pp. 7747-7768, nov 2001.
- [26] ALBER, M.; “Stress dependency of the Cerchar abrasivity index (CAI) and its effects on wear of selected rock cutting tools”, In: *Tunnelling and Underground Space Technology*, v. 23, pp. 351–359, 2008.
- [27] MARQUES, D.M.; *Estudo de contato entre sólidos metálicos por meio de simulações de dinâmica molecular*, dissertação de mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo-SP, Brasil, 2012.
- [28] HEARN, E.J.; *Mechanics of Material 2*, 6 ed. Butterworth Heinemann, 1997.
- [29] SHIGLEY, J.; MISCHKE, C.R.; BUDYNAS; R.G.; *Projeto de Engenharia Mecânica*, 7 ed. Porto Alegre, Bookman, 2005.
- [30] GEE M., GANT A.J., ROEBUCK B., MINGARD K.P.; “Wear of Hardmetals”. In: *Comprehensive Hard Materials, Volume 1, National Physical Laboratory*, Teddington, Middlesex, United Kingdom, pp. 363-383, 2014.

APÊNDICE I: Resultados da força normal pelo modelo CSM

Tabela 16: Resultados da força normal pelo modelo CSM.

Dados de campo		Testes realizados			Modelo CSM	
Progressiva (m)	Cortadores	PLT (MPa)	UCS(MPa)	BTS (Mpa)	P' (MPa)	Fz (kN)
382,41	11					
491,86	20					
585,25	23					
689,73	30					
790,52	26	5,96	143,04	7,45	201,31	114,92
880,02	34	5,09	122,24	6,37	172,04	98,21
985,84	15					
1094,07	6	3,69	88,56	4,61	124,64	71,15
1192,42	6	3,98	95,52	4,98	134,43	76,74
1290,84	6	4,38	105,12	5,48	147,95	84,46
1384,39	3					
1485,48	11					
1580,22	35	4,46	107,04	5,58	150,65	86,00
1678,00	17	7,43	178,20	9,28	250,80	143,17
1778,35	34	5,29	126,96	6,61	178,68	102,00
1887,03	56					
1983,80	32	5,41	129,84	6,76	182,74	104,32
2086,62	37	7,44	178,56	9,30	251,30	143,46
2172,49	23	7,15	171,60	8,94	241,51	137,87
2294,98	23	8,93	214,32	11,16	301,63	172,19
2380,38	18	6,26	150,24	7,83	211,45	120,71
2475,23	42	5,79	138,96	7,24	195,57	111,64
2584,97	41	6,93	166,20	8,66	233,91	133,53
2686,28	32	5,19	124,56	6,49	175,30	100,07
2789,05	32	5,75	137,88	7,18	194,05	110,78
2885,37	56	4,93	118,32	6,16	166,52	95,06
2980,85	28	6,82	163,68	8,53	230,36	131,50
3088,94	63	6,48	155,52	8,10	218,88	124,95
3181,78	38	5,87	140,88	7,34	198,27	113,18
3280,65	45	6,07	145,68	7,59	205,03	117,04
3376,08	21	6,05	145,20	7,56	204,35	116,65
3488,82	58	5,79	138,96	7,24	195,57	111,64
3577,40	47	5,62	134,88	7,03	189,83	108,36
3682,65	19	5,26	126,24	6,58	177,67	101,42
3786,86	27	3,77	90,48	4,71	127,34	72,69
3890,76	5	4,49	107,76	5,61	151,66	86,57
3988,83	35	5,74	137,76	7,18	193,88	110,68
4092,44	27	3,99	95,64	4,98	134,60	76,84

4175,52	49	4,22	101,16	5,27	142,37	81,27
4284,93	44	3,55	85,20	4,44	119,91	68,45
4382,33	38	4,40	105,48	5,49	148,45	84,74
4484,46	32	5,27	126,48	6,59	178,01	101,61
4576,77	25	4,87	116,88	6,09	164,50	93,90
4693,63	31	3,91	93,84	4,89	132,07	75,39
4781,56	26	6,51	156,12	8,13	219,72	125,43
4889,79	35	7,54	180,84	9,42	254,51	145,29
4980,40	49	4,85	116,40	6,06	163,82	93,52
5092,48	47	4,85	116,40	6,06	163,82	93,52
5202,58	73					
Média	32	5,35	128,4	6,6875	180,71	103,16
Máximo	73,00	8,93	214,32	11,16	301,63	172,19
Mínimo	3,00	3,55	85,20	4,44	119,91	68,45

APÊNDICE II: Resultados da vida do cortador estimada pelo Método de Hassanpour

Tabela 17: Resultados da vida do cortador pelo método de Hassanpour.

Progressiva (m)	Cortadores trocados	Wm (cort./m)	Hm (m/cort.)	Hf (Campo) (m³/cort.)	Hf (UCS) (m³/cort.)
382,41	11	0,11	9,09	273,44	
491,86	20	0,20	5,00	150,39	
585,25	23	0,23	4,35	130,77	
689,73	30	0,30	3,33	100,26	
790,52	26	0,26	3,85	115,69	387,14
880,02	34	0,34	2,94	88,47	588,43
985,84	15	0,15	6,67	200,52	
1094,07	6	0,06	16,67	501,30	1001,31
1192,42	6	0,06	16,67	501,30	904,39
1290,84	6	0,06	16,67	501,30	781,71
1384,39	3	0,03	33,33	1002,60	
1485,48	11	0,11	9,09	273,44	
1580,22	35	0,35	2,86	85,94	758,53
1678,00	17	0,17	5,88	176,93	105,60
1778,35	34	0,34	2,94	88,47	539,90
1887,03	56	0,56	1,79	53,71	
1983,80	32	0,32	3,13	93,99	511,17
2086,62	37	0,37	2,70	81,29	103,01
2172,49	23	0,23	4,35	130,77	153,94
2294,98	23	0,23	4,35	130,77	-130,83
2380,38	18	0,18	5,56	167,10	324,23
2475,23	42	0,42	2,38	71,61	424,21
2584,97	41	0,41	2,44	73,36	194,90
2686,28	32	0,32	3,13	93,99	564,35
2789,05	32	0,32	3,13	93,99	434,20
2885,37	56	0,56	1,79	53,71	630,18
2980,85	28	0,28	3,57	107,42	214,47
3088,94	63	0,63	1,59	47,74	279,98
3181,78	38	0,38	2,63	79,15	406,63
3280,65	45	0,45	2,22	66,84	363,71
3376,08	21	0,21	4,76	143,23	367,94
3488,82	58	0,58	1,72	51,86	424,21
3577,40	47	0,47	2,13	64,00	462,38
3682,65	19	0,19	5,26	158,31	547,19
3786,86	27	0,27	3,70	111,40	973,83
3890,76	5	0,05	20,00	601,56	749,94
3988,83	35	0,35	2,86	85,94	435,32
4092,44	27	0,27	3,70	111,40	902,78

4175,52	49	0,49	2,04	61,38	830,90
4284,93	44	0,44	2,27	68,36	1050,85
4382,33	38	0,38	2,63	79,15	777,33
4484,46	32	0,32	3,13	93,99	544,75
4576,77	25	0,25	4,00	120,31	645,87
4693,63	31	0,31	3,23	97,03	927,12
4781,56	26	0,26	3,85	115,69	275,05
4889,79	35	0,35	2,86	85,94	86,76
4980,40	49	0,49	2,04	61,38	651,14
5092,48	47	0,47	2,13	64,00	651,14
5202,58	73	0,73	1,37	41,20	
Média	32	0,32	3,13	93,99	521,14

APÊNDICE III: Tensões Hertzianas

Tabela 18: Parâmetros da geometria do cortador de acordo com o desgaste para estabelecer as tensões hertzianas.

R1 (mm)	h (mm)	Δ	b (mm)
216	10,000	0,001890247	4,552
215	10,175	0,00188158	4,503
214	10,350	0,001872914	4,454
213	10,525	0,001864247	4,407
212	10,700	0,00185558	4,361
211	10,875	0,001846914	4,315
210	11,050	0,001838247	4,271
209	11,225	0,00182958	4,227
208	11,400	0,001820914	4,185
207	11,575	0,001812247	4,143
206	11,750	0,00180358	4,102
205	11,925	0,001794914	4,062
204	12,100	0,001786247	4,023
203	12,275	0,00177758	3,985
202	12,450	0,001768914	3,947
201	12,625	0,001760247	3,910
200	12,800	0,00175158	3,874
199	12,975	0,001742914	3,838
198	13,150	0,001734247	3,803
197	13,325	0,00172558	3,768
196	13,500	0,001716914	3,734
195	13,675	0,001708247	3,701
194	13,850	0,00169958	3,668
193	14,024	0,001690914	3,636
192	14,199	0,001682247	3,604
191	14,374	0,00167358	3,573
190	14,549	0,001664914	3,542
189	14,724	0,001656247	3,512
188	14,899	0,00164758	3,482
187	15,074	0,001638914	3,453
186	15,249	0,001630247	3,424
185	15,424	0,00162158	3,395
184	15,599	0,001612914	3,367
183	15,774	0,001604247	3,339
182	15,949	0,00159558	3,312
181	16,124	0,001586914	3,285
180	16,299	0,001578247	3,258
179	16,474	0,00156958	3,232
178	16,649	0,001560914	3,206

Tabela 19: Tensões Hertzianas para o caso sem atrito

R1 (mm)	σ_{xx} (MPa)	σ_{yy} (MPa)	σ_{zz} (MPa)	$\tau_{\text{máx}}$ (MPa)	$\tau_{\text{oc}}(\text{máx})$
216	-2408,40	-1445,04	-2408,40	722,52	650,27
215	-2393,10	-1435,86	-2393,10	717,93	646,14
214	-2378,27	-1426,96	-2378,27	713,48	642,13
213	-2363,89	-1418,33	-2363,89	709,17	638,25
212	-2349,95	-1409,97	-2349,95	704,98	634,49
211	-2336,43	-1401,86	-2336,43	700,93	630,84
210	-2323,31	-1393,99	-2323,31	696,99	627,30
209	-2310,59	-1386,35	-2310,59	693,18	623,86
208	-2298,24	-1378,94	-2298,24	689,47	620,52
207	-2286,25	-1371,75	-2286,25	685,87	617,29
206	-2274,61	-1364,76	-2274,61	682,38	614,14
205	-2263,30	-1357,98	-2263,30	678,99	611,09
204	-2252,32	-1351,39	-2252,32	675,70	608,13
203	-2241,65	-1344,99	-2241,65	672,50	605,25
202	-2231,29	-1338,77	-2231,29	669,39	602,45
201	-2221,22	-1332,73	-2221,22	666,37	599,73
200	-2211,44	-1326,86	-2211,44	663,43	597,09
199	-2201,93	-1321,16	-2201,93	660,58	594,52
198	-2192,69	-1315,61	-2192,69	657,81	592,03
197	-2183,71	-1310,22	-2183,71	655,11	589,60
196	-2174,98	-1304,99	-2174,98	652,49	587,24
195	-2166,49	-1299,90	-2166,49	649,95	584,95
194	-2158,24	-1294,95	-2158,24	647,47	582,73
193	-2150,23	-1290,14	-2150,23	645,07	580,56
192	-2142,44	-1285,46	-2142,44	642,73	578,46
191	-2134,86	-1280,92	-2134,86	640,46	576,41
190	-2127,50	-1276,50	-2127,50	638,25	574,43
189	-2120,35	-1272,21	-2120,35	636,10	572,49
188	-2113,40	-1268,04	-2113,40	634,02	570,62
187	-2106,64	-1263,99	-2106,64	631,99	568,79
186	-2100,08	-1260,05	-2100,08	630,03	567,02
185	-2093,71	-1256,23	-2093,71	628,11	565,30
184	-2087,52	-1252,51	-2087,52	626,26	563,63
183	-2081,51	-1248,91	-2081,51	624,45	562,01
182	-2075,67	-1245,40	-2075,67	622,70	560,43
181	-2070,01	-1242,01	-2070,01	621,00	558,90
180	-2064,52	-1238,71	-2064,52	619,35	557,42
179	-2059,18	-1235,51	-2059,18	617,76	555,98
178	-2054,01	-1232,41	-2054,01	616,20	554,58

Tabela 20: Tensões hertzianas máximas para o caso de coeficiente de atrito igual a 0,111.

R1	$\sigma_{\text{máx,t}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{máx,c}}$ (MPa)	$\tau_{\text{máx}}$ (MPa)	$\tau_{\text{oct(máx)}}$ (MPa)
216	535,20	-2721,50	746,61	614,14
215	531,80	-2704,20	741,86	610,24
214	528,50	-2687,44	737,26	606,46
213	525,31	-2671,19	732,81	602,79
212	522,21	-2655,44	728,48	599,24
211	519,21	-2640,17	724,29	595,79
210	516,29	-2625,35	720,23	592,45
209	513,46	-2610,97	716,28	589,20
208	510,72	-2597,01	712,45	586,05
207	508,05	-2583,46	708,74	582,99
206	505,47	-2570,30	705,13	580,02
205	502,96	-2557,53	701,62	577,14
204	500,52	-2545,12	698,22	574,34
203	498,15	-2533,07	694,91	571,62
202	495,84	-2521,36	691,70	568,98
201	493,60	-2509,98	688,58	566,41
200	491,43	-2498,92	685,55	563,92
199	489,32	-2488,18	682,60	561,49
198	487,26	-2477,74	679,73	559,14
197	485,27	-2467,59	676,95	556,85
196	483,33	-2457,72	674,24	554,62
195	481,44	-2448,14	671,61	552,46
194	479,61	-2438,82	669,06	550,35
193	477,83	-2429,76	666,57	548,31
192	476,10	-2420,95	664,16	546,32
191	474,41	-2412,39	661,81	544,39
190	472,78	-2404,08	659,53	542,51
189	471,19	-2395,99	657,31	540,69
188	469,64	-2388,14	655,15	538,92
187	468,14	-2380,51	653,06	537,19
186	466,69	-2373,09	651,03	535,52
185	465,27	-2365,89	649,05	533,90
184	463,89	-2358,90	647,13	532,32
183	462,56	-2352,11	645,27	530,79
182	461,26	-2345,51	643,46	529,30
181	460,00	-2339,11	641,70	527,85
180	458,78	-2332,90	640,00	526,45
179	457,60	-2326,88	638,35	525,09
178	456,45	-2321,03	636,74	523,77

APÊNDICE IV: Resultados de fadiga superficial e subsuperficial

Tabela 21: Resultados para fadiga superficial.

Profundidade do túnel (m)	b (mm)	a (mm)	P0 (MPa)	1/v	FIsurf
790,52	3,203	2,136	4996,52	0,12	0,02
880,02	3,040	2,027	4741,54	0,13	0,01
985,84					
1094,07	2,730	1,820	4258,54	0,14	-0,01
1192,42	2,800	1,867	4367,30	0,14	-0,01
1290,84	2,891	1,927	4508,96	0,13	0,00
1384,39					
1485,48					
1580,22	2,908	1,939	4536,25	0,13	0,00
1678,00	3,447	2,298	5376,31	0,11	0,03
1778,35	3,079	2,052	4801,80	0,12	0,01
1887,03					
1983,80	3,102	2,068	4837,83	0,12	0,01
2086,62	3,449	2,299	5379,92	0,11	0,03
2172,49	3,404	2,269	5309,09	0,11	0,03
2294,98	3,666	2,444	5717,45	0,10	0,04
2380,38	3,256	2,171	5078,98	0,12	0,02
2475,23	3,173	2,115	4948,55	0,12	0,02
2584,97	3,368	2,245	5252,81	0,11	0,03
2686,28	3,059	2,039	4771,35	0,12	0,01
2789,05	3,164	2,110	4935,70	0,12	0,02
2885,37	3,007	2,005	4690,30	0,13	0,01
2980,85	3,351	2,234	5226,13	0,11	0,02
3088,94	3,294	2,196	5137,80	0,12	0,02
3181,78	3,187	2,125	4971,24	0,12	0,02
3280,65	3,223	2,149	5027,07	0,12	0,02
3376,08	3,219	2,146	5021,54	0,12	0,02
3488,82	3,173	2,115	4948,55	0,12	0,02
3577,40	3,141	2,094	4899,64	0,12	0,01
3682,65	3,073	2,048	4792,70	0,12	0,01
3786,86	2,750	1,833	4289,09	0,14	-0,01
3890,76	2,915	1,943	4546,40	0,13	0,00
3988,83	3,163	2,109	4934,26	0,12	0,02
4092,44	2,801	1,867	4369,13	0,14	-0,01
4175,52	2,854	1,903	4451,62	0,13	0,00
4284,93	2,695	1,797	4203,99	0,14	-0,02
4382,33	2,894	1,929	4514,10	0,13	0,00
4484,46	3,075	2,050	4795,74	0,12	0,01
4576,77	2,995	1,997	4671,20	0,13	0,01
4693,63	2,783	1,856	4341,54	0,14	-0,01

4781,56	3,298	2,199	5144,39	0,12	0,02
4889,79	3,464	2,309	5402,73	0,11	0,03
4980,40	2,991	1,994	4664,79	0,13	0,00

Tabela 22: Resultados para fadiga subsuperficial.

Profundidade do túnel (m)	Fisub,PR (MPa)	$\sigma_{h,res}$ (MPa)	Adv*$\sigma_{h,res}$ (MPa)	Fisub-$\sigma_{EQ,e}$ (MPa)
790,52	943,44	-4996,52	-1349,06	-1018,65
880,02	895,30	-4741,54	-1280,22	-997,95
985,84				
1094,07	804,10	-4258,54	-1149,81	-958,74
1192,42	824,63	-4367,30	-1179,17	-967,57
1290,84	851,38	-4508,96	-1217,42	-979,07
1384,39				
1485,48				
1580,22	856,53	-4536,25	-1224,79	-981,29
1678,00	1015,15	-5376,31	-1451,60	-1049,48
1778,35	906,68	-4801,80	-1296,48	-1002,85
1887,03				
1983,80	913,48	-4837,83	-1306,21	-1005,77
2086,62	1015,84	-5379,92	-1452,58	-1049,78
2172,49	1002,46	-5309,09	-1433,46	-1044,03
2294,98	1079,57	-5717,45	-1543,71	-1077,18
2380,38	959,01	-5078,98	-1371,32	-1025,35
2475,23	934,39	-4948,55	-1336,11	-1014,76
2584,97	991,84	-5252,81	-1418,26	-1039,46
2686,28	900,93	-4771,35	-1288,26	-1000,37
2789,05	931,96	-4935,70	-1332,64	-1013,72
2885,37	885,62	-4690,30	-1266,38	-993,79
2980,85	986,80	-5226,13	-1411,05	-1037,29
3088,94	970,12	-5137,80	-1387,20	-1030,12
3181,78	938,67	-4971,24	-1342,23	-1016,60
3280,65	949,21	-5027,07	-1357,31	-1021,13
3376,08	948,17	-5021,54	-1355,82	-1020,68
3488,82	934,39	-4948,55	-1336,11	-1014,76
3577,40	925,15	-4899,64	-1322,90	-1010,79
3682,65	904,96	-4792,70	-1294,03	-1002,11
3786,86	809,87	-4289,09	-1158,06	-961,22
3890,76	858,45	-4546,40	-1227,53	-982,11
3988,83	931,69	-4934,26	-1332,25	-1013,60
4092,44	824,98	-4369,13	-1179,66	-967,72
4175,52	840,55	-4451,62	-1201,94	-974,42
4284,93	793,80	-4203,99	-1135,08	-954,32

4382,33	852,35	-4514,10	-1218,81	-979,49
4484,46	905,53	-4795,74	-1294,85	-1002,35
4576,77	882,02	-4671,20	-1261,22	-992,24
4693,63	819,77	-4341,54	-1172,22	-965,48
4781,56	971,36	-5144,39	-1388,99	-1030,66
4889,79	1020,14	-5402,73	-1458,74	-1051,63
4980,40	880,81	-4664,79	-1259,49	-991,72
5092,48	880,81	-4664,79	-1259,49	-991,72

ANEXOS A: Resultados dos ensaios de Point Load Test

Data	Progressiva (m)	Rocha / Foliação predominante*	PLT (MPa)	Resistência C.Uniaxial (MPa)	RMR	Drilling speed	Número de cortadores trocados
30/jan	740,63	GRGN Cinza / paralelo a inclinado	5,96	143,04	71	1,45	3
10/fev	819,63	GRGN Cinza / paralelo a inclinado	5,68	136,32	97	1,49	5
14/fev	870,02	BtGN / inclinado a perpendicular	3,73	89,52	97	2,10	2
18/fev	884,93	BtGN / inclinado a perpendicular	5,87	140,88	85	2,50	0
01/mar	1027,00	BtGN / inclinado	2,77	66,48	97	2,00	0
03/mar	1056,52	BtGN / paralelo a inclinado	3,40	81,60	97	2,45	1
04/mar	1075,39	BtGN / inclinado a perpendicular	4,90	117,60	87	2,42	2
06/mar	1128,55	BtGN (milonito) / inclinado	3,98	95,52	82	2,74	0
09/mar	1172,94	BtGN / subparalelo	4,67	112,08	94	2,94	0
10/mar	1198,60	BtGN / inclinado	3,22	77,28	92	2,70	2
12/mar	1239,19	BtGN / paralelo a inclinado	4,38	105,12	92	2,54	1
29/mar	1520,00	GRGN Cinza / Maciço	9,99	239,76	81	2,30	9
31/mar	1542,00	GRGN Roseo / inclinado	4,42	106,08	86	1,60	10
03/abr	1588,91	GRGN Roseo / perpendicular a inclinado	4,46	107,04	97	2,00	4
07/abr	1630,80	GRGN Roseo / paralelo a inclinado	4,68	112,32	97	2,22	4
08/abr	1653,16	GRGN Roseo / granular a perpendicular	10,17	244,08	97	2,39	10
10/abr	1689,19	GRGN Roseo com quartzito / granular a subparalelo	6,02	144,48	81	2,45	1
13/abr	1721,80	GRGN Roseo/ paralelo a inclinado	5,06	121,44	97	1,71	6
14/abr	1734,32	GRGN Roseo/ paralelo a inclinado	5,29	126,96	97	1,88	2
28/abr	1919,70	GRGN Roseo/ paralelo a inclinado	5,13	123,12	90	1,98	5
29/abr	1939,56	GRGN Roseo/ paralelo a inclinado	7,32	175,68	97	1,53	3
01/mai	1985,00	BTGN/ paralelo a inclinado	5,41	129,84	-	2,69	-
04/mai	2022,01	GRGN / paralelo a inclinado	7,44	178,56	97	2,55	9
05/mai	2036,28	GRGN heterogênio/ granular, paralelo e perpendicular	7,53	180,72	97	1,73	1
07/mai	2065,27	GRGN heterogênio/ perpendicular, inclinado a granular	4,87	116,88	89	1,86	8
12/mai	2131,00	Quartzo-plagioclásio GRGN / inclinado a perpendicular	7,60	182,40	89	2,72	4
14/mai	2156,07	BtGN / perpendicular a paralelo	6,70	160,80	87	3,00	3

18/mai	2215,78	BtGN / perpendicular a paralelo	7,85	188,40	97	1,96	4
20/mai	2236,9	GRGN alcalino / granular	10,01	240,24	82	3,00	8
25/mai	2316,32	BtGN / inclinado a perpendicular	4,78	114,72	72	3,00	0
26/mai	2340,65	BtGN e Quatzito/ inclinado a perpendicular	7,87	188,88	75	3,60	0
27/mai	2363,50	Diabásio	5,65	135,60	54	3,46	0
30/mai	2375,00	GRGN / granular	6,65	159,60	97	3,85	1
31/mai	2384,74	GRGN / granular	5,87	140,88	97	1,15	8
02/jun	2400,37	GRGN / granular	4,56	109,44	97	1,10	6
03/jun	2409,73	GRGN / inclinado	5,34	128,16	82	1,10	4
04/jun	2413,00	GRGN / inclinado a paralelo	6,53	156,72	97	1,10	0
05/jun	2427,94	GRGN Cinza / Maciço	6,96	167,04	97	1,70	5
05/jun	2437,00	GRGN Cinza / Maciço	5,79	138,96	89	1,66	5
06/jun	2447,50	GRGN / granular	7,28	174,72	97	2,00	4
08/jun	2472,64	GRGN / inclinado a perpendicular	5,26	126,24	97	1,90	9
11/jun	2515,80	GRGN / paralelo a inclinado	7,02	168,48	97	2,20	3
13/jun	2540,65	GRGN / granular	6,57	157,68	97	1,65	1
14/jun	2552,66	GRGN Roseo/ paralelo a granular	7,18	172,32	97	1,40	9
15/jun	2569,11	GRGN Roseo/ inclinado	6,83	163,92	97	1,49	0
17/jun	2591,67	GRGN Roseo/ inclinado a paralelo	4,98	119,52	97	1,50	4
22/jun	2663,40	GRGN Roseo/ inclinado a paralelo	5,19	124,56	97	1,32	6
24/jun	2686,00	GRGN Roseo/ inclinado a perpendicular	6,43	154,32	82	2,04	5
25/jun	2691,05	GRGN Roseo/ inclinado a perpendicular	5,92	142,08	-	2,02	0
26/jun	2698,37	GRGN	5,38	129,12	97	1,20	0
27/jun	2708,09	GRGN	6,11	146,64	-	1,69	15
28/jun	2717,50	GRGN	5,02	120,48	88	1,35	0
29/jun	2728,40	GRGN	5,57	133,68	97	1,52	3
30/jun	2744,23	GRGN Roseo/ inclinado	6,16	147,84	97	1,27	4
05/jul	2796,60	GRGN	4,82	115,68	85	2,13	4
06/jul	2808,18	GRGN Roseo fino / granular a inclinado	4,84	116,16	100	0,76	4
08/jul	2827,30	GRGN	5,17	124,08	97	0,71	3
09/jul	2838,30	GRGN	6,00	144,00	97	0,74	8
11/jul	2853,69	GRGN	4,11	98,64	-	1,59	3
12/jul	2865,95	GRGN	4,93	118,32	95	1,81	5
17/jul	2884,00	Diabásio	9,51	228,24	54	2,4	0
17/jul	2890,00	Diabásio	7,06	169,44	54	2,40	0

18/jul	2905,00	GRGN	5,59	134,16	-	2,70	4
21/jul	2943,62	GRGN	6,24	149,76	74	2,12	5
24/jul	2976,44	GRGN	6,82	163,68	90	2,66	1
25/jul	3003,90	GRGN	5,67	136,08	-	2,08	5
26/jul	3017,45	GRGN	6,99	167,76	90	2,67	10
27/jul	3032,21	GRGN	6,48	155,52	97	1,95	12
28/jul	3041,46	GRGN	7,94	190,56	87	1,72	6
31/jul	3082,30	GRGN	5,43	130,32	97	1,77	7
02/ago	3114,30	GRGN	5,39	129,36	92	1,57	10
02/ago	3116,00	GRGN	6,35	152,40	92	1,57	10
19/ago	3144,06	GRGN	6,56	157,44	87	1,29	6
21/ago	3178,69	BtGN	4,44	106,56	82	2,74	0
23/ago	3219,00	BtGN	6,07	145,68	89	1,72	12
24/ago	3222,00	BtGN	6,91	165,84	-	2,62	0
25/ago	3228,00	BtGN	4,84	116,16	97	2,68	0
28/ago	3257,80	BtGN	4,44	106,56	97	1,46	5
29/ago	3275,00	BtGN	6,24	149,76	-	2,17	14
31/ago	3288,35	BtGN	4,95	118,80	-	1,96	1
01/set	3302,56	BtGN	5,51	132,24	97	1,28	3
02/set	3316,58	BtGN	6,59	158,16	97	1,76	15
03/set	3332,46	GRGN	4,68	112,32	97	1,47	5
04/set	3349,20	GRGN e Diabásio	8,82	211,68	84	3,51	0
04/set	3352,00	GRGN e Diabásio	7,78	186,72	84	3,51	0
05/set	3380,00	GRGN e Diabásio	4,96	119,04	-	3,07	1
07/set	3413,90	GRGN	5,34	128,16	56	2,12	5
08/set	3427,60	GRGN	7,45	178,80	88	1,10	24
08/set	3437,00	GRGN	5,79	138,96	88	1,10	24
10/set	3449,00	GRGN	7,12	170,88	97	1,64	0
12/set	3477,71	GRGN	3,86	92,64	-	1,78	16
13/set	3484,42	GRGN	8,18	196,32	97	0,79	7
15/set	3496,61	GRGN	5,47	131,28	97	1,50	18
16/set	3511,27	GRGN	5,62	134,88	55	2,31	18
17/set	3525,27	GRGN	5,08	121,92	57	4,22	0
18/set	3544,60	GRGN	7,12	170,88	57	3,01	3
20/set	3572,43	GRGN	6,15	147,60	97	2,02	6
21/set	3584,57	GRGN	4,53	108,72	97	1,83	0

22/set	3603,00	GRGN	5,99	143,76	73	2,10	1
05/out	3789,50	Bt GRGN	3,77	90,48	97	2,06	2
06/out	3808,56	Bt GRGN	4,86	116,64	93	2,19	1
07/out	3829,89	Bt GRGN	3,99	95,76	97	1,80	3
08/out	3842,58	Bt GRGN	4,43	106,32	97	1,89	0
09/out	3866,94	Bt GRGN	4,56	109,44	97	1,97	1
10/out	3888,46	Bt GRGN	4,49	107,76	92	2,15	7
11/out	3908,52	Bt GRGN	3,87	92,88	-	2,11	9
12/out	3926,87	GRGN e Diabásio	4,24	101,76	76	2,35	3
14/out	3945,63	Milonito e Diabásio	5,74	137,76	55	-	0
16/out	3976,50	Diabásio	6,03	144,72	77	-	4
17/out	3988,50	Diabásio	6,65	159,60	42	-	6
18/out	4018,93	Bt GRGN	4,62	110,88	97	2,38	7
21/out	4054,10	Bt GRGN	3,06	73,44	90	1,56	5
22/out	4070,48	GRGN	3,55	85,20	97	1,74	6
23/out	4090,15	GRGN	4,42	106,08	92	1,43	3
25/out	4119,00	GRGN	6,54	156,96	92	1,49	1
26/out	4130,35	GRGN	4,83	115,92	97	2,00	19
27/out	4143,80	GRGN	3,60	86,40	76	2,10	3
29/out	4173,00	GRGN	3,23	77,52	97	1,20	0
02/nov	4221,64	Bt GRGN	3,55	85,20	97	1,89	0
10/nov	4333,77	BtGN	4,28	102,72	70	2,19	2
11/nov	4357,81	BtGN	5,41	129,84	97	2,07	1
12/nov	4375,65	BtGN	4,51	108,24	83	2,43	11
13/nov	4378,90	BtGN	4,07	97,68	71	2,55	4
15/nov	4412,99	Quartzito	4,90	117,60	82	1,47	9
16/nov	4428,63	Quartzito	6,25	150,00	82	2,08	14
17/nov	4445,77	BtGN	5,27	126,48	67	1,99	4
18/nov	4460,08	BtGN	5,07	121,68	78	1,90	0
19/nov	4468,90	BtGN	5,75	138,00	-	2,88	0
22/nov	4471,00	BtGN	6,66	159,84	82	2,36	0
23/nov	4480,30	BtGN	4,73	113,52	68	2,47	0
26/nov	4490,67	BtGN/Diabásio/Pegmatito	5,05	121,20	73	2,24	1
08/dez	4533,84	BtGN	4,72	113,28	-	2,32	0
09/dez	4552,13	BtGN/Diabásio	4,87	116,88	68	1,97	3
12/dez	4591,72	BtGN	4,14	99,36	89	1,79	2

15/dez	4638,32	BtGN	3,91	93,84	97	1,94	10
18/dez	4689,79	BtGN	3,02	72,48	97	2,36	4
19/dez	4700,00	BtGN/Diabásio	7,36	176,64	97	2,36	0
20/dez	4707,16	BtGN/Diabásio	7,01	168,24	87	2,34	1
20/dez	4708,90	BtGN/Diabásio	6,00	144,00	87	2,34	1
20/dez	4715,00	BtGN/Diabásio	5,31	127,44	87	2,34	1
30/dez	4834,00	BtGN/Quartzito	9,08	217,92	83	2,07	1
04/jan	4875,00	BtGN	5,99	143,76	97	1,56	3
06/jan	4903,00	BtGN	4,86	116,64	85	1,62	6
09/jan	4950,00	BtGN/Milonito	4,75	114,00	92	2,28	15
10/jan	4960,98	BtGN	5,05	121,20	73	2,64	3
10/jan	4970,00	BtGN	3,86	92,64	73	2,64	3
11/jan	4985,00	BtGN/Xisto	4,85	116,40	97	2,11	9
12/jan	5001,00	BtGN	6,07	145,68	97	1,86	4
13/jan	5017,00	BtGN	4,48	107,52	88	2,02	4
15/jan	5038,00	BtGN	4,82	115,68	97	1,25	12
16/jan	5065,00	BtGN	4,88	117,12	97	1,65	3
17/jan	5080,00	BtGN	5,24	125,76	97	2,04	4
18/jan	5090,00	BtGN	4,16	99,84	97	1,73	10